



Institut für Luft- und Raumfahrt  
Fachgebiet Luftfahrtantriebe



## **Spline basierte 1D-Verdichtermodellierung im Rahmen der Triebwerksvorauslegung**

angefertigt am Institut für Antriebstechnik  
des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt e.V.

Masterarbeit  
von  
**Alexander Görtz**  
**Matr.: 398707**

Betreuer (TU-Berlin): **Prof. Dr.-Ing. Dieter Peitsch**  
**M. Sc. Nicolai Neumann**

Betreuer (DLR): **M. Sc. Jannik Häßy**  
**M. Sc. Jens Schmeink**

---

Abgabedatum 17.04.2020

# Eidesstattliche Erklärung

Hiermit erkläre ich, Alexander Görtz, die vorliegende Arbeit selbständig und eigenständig sowie ohne unerlaubte fremde Hilfe und ausschließlich unter Verwendung der aufgeführten Quellen und Hilfsmittel angefertigt zu haben.

Köln, den 17.04.2020

A. Görtz  
Alexander, Görtz

# Kurzfassung

In dieser Arbeit werden zunächst Grundlagen erläutert, die zur Durchführung einer Mittelschnittsrechnung bei Axialmaschinen benötigt werden. Dazu gehören Kenngrößen der Verdichterauslegung, ein allgemeiner Ablauf einer solchen Rechnung und Verlustmodelle. Des Weiteren wird die Parametrisierung über Splines genauer erläutert.

Im nächsten Schnitt wird ein am DLR entwickeltes Mittelschnittsverfahren dahingehend erweitert, dass wichtige aerodynamische und geometrische Größen, durch Splines parametrisiert, als Eingabe verwendet werden können. Dadurch wird ein Hochdruckverdichter in dimensionsloser Form durch Splines parametrisiert dargestellt und kann entsprechend neuer Randbedingungen ausgelegt werden. Zusätzlich werden Ähnlichkeitskenngrößen eingeführt, welche als neue Auslegungsparameter verwendet werden können. Demnach wird es mit dem erweiterten Mittelschnittsverfahren möglich sein zwischen verschiedenen Vorgabenoptionen zu wechseln. Die auf diese Weise erweiterte Mittelschnittsrechnung wird im Folgenden genutzt, um einen bekannten Verdichter nachzumodellieren, welcher zuvor mittels Stromlinienkrümmungsverfahren berechnet wurde. Anschließend wird eine Strategie erarbeitet, die eine bestehende Vorauslegungs-Prozesskette mit der erweiterten 1D-Mittelschnittsrechnung verknüpft. Hierfür werden zunächst drei verschiedenen Kopplungsmethoden vorgestellt und bewertet. Das ausgewählte Kopplungskonzept wird daraufhin umgesetzt und das verwendete Vorgehen wird genauer erläutert. Dabei liegt der Fokus auf der Rechenzeit und dem Komponentenverhalten. Zur Demonstration der Fähigkeiten der gekoppelten Verdichtermodellierung wird eine Vorauslegungsstudie durchgeführt. Es wird ein Parameterraum aus geometrischen, thermodynamischen und aerodynamischen Größen aufgespannt der innerhalb der Vorauslegungsstudie simuliert wird.



Masterarbeit am Institut für Antriebstechnik des DLR zum Thema:

## **Spline basierte 1D-Verdichtermodellierung im Rahmen der Triebwerksvorauslegung**

### **Hintergrund:**

Das Institut für Antriebstechnik des DLR mit Sitz in Köln beschäftigt sich mit der Entwicklung leistungsfähiger und umweltfreundlicher Flugantriebe und Gasturbinen. Seit einigen Jahren wird hierzu die interaktive Simulations- und Vorentwurfsumgebung GTlab für Gasturbinen und Flugtriebwerke entwickelt. Ziel dieser Entwicklung ist es, bereits in frühen Entwicklungsstadien Aussagen zu dem Betriebsverhalten und dem Design von Flugtriebwerken treffen zu können. Bei Vorauslegungsstudien wird ein großer Parameter-Raum und dementsprechend eine Vielzahl von Auslegungsvarianten untersucht. Basierend auf der Simulation des thermodynamischen Kreisprozesses unter Berücksichtigung des spezifischen Komponentenverhaltens in verschiedenen Betriebspunkten, sowie einer Abschätzung von Gewicht und Dimensionen kann ein optimales Design gefunden werden. Dabei ist es von entscheidender Bedeutung das Verhalten der Turbokomponenten anhand von geeigneten Methoden zu modellieren, um physikalisch realistische Trends im Rahmen der Studie abzubilden. Dies wirft die Frage auf, wie sich z.B. die realisierbaren Wirkungsgrade der Verdichter über den Lösungsraum verändern.

### **Aufgabenstellung:**

Zunächst soll eine Literaturrecherche zur Modellierung von Verdichtern im Rahmen des Triebwerksvorentwurfs durchgeführt werden. Gleichzeitig erfolgt die Einarbeitung in ein bestehendes 1D-Mittelschnitts-Verfahren, welches in GTlab integriert ist. Um bei Mittelschnitts-Rechnungen gut auf sich ändernde Randbedingungen reagieren zu können, soll das Verfahren im Rahmen dieser Masterarbeit dahingehend erweitert werden, dass wichtige aerodynamische Größen in dimensionsloser Form und durch Splines parametrisiert verwendet werden. Die Erweiterung des Mittelschnitts-Programms wird zur Modellierung eines bekannten Verdichters herangezogen und getestet.

Nachfolgend soll eine Strategie zur Kopplung mit bestehenden Vorauslegungs-Prozessketten in GTlab erarbeitet und implementiert werden. Besonderer Fokus liegt dabei auf der Rechenzeit und dem Komponentenverhalten sowohl im Design als auch im Off-Design. Die Fähigkeiten der gekoppelten 1D-Verdichtermodellierung werden im Rahmen einer Vorauslegungsstudie demonstriert. Die Ergebnisse der Studie werden im Hinblick auf eine optimale Auslegung diskutiert und der Einsatz der 1D-Methode im Rahmen der Triebwerksvorauslegung wird im Vergleich zu anderen Ansätzen bewertet.

### **Voraussetzungen:**

- Fortgeschrittenes ingenieurwissenschaftliches Studium mit sehr guten bis guten Leistungen
- Selbstständige und motivierte Arbeitsweise
- Kenntnisse im Bereich Flugtriebwerke/Turbomaschinen
- Programmierkenntnisse in C++ wünschenswert
- Kenntnisse im Bereich Triebwerksleistungsrechnung/Leistungssynthese wünschenswert

Die Arbeit wird beim DLR in Köln am Institut für Antriebstechnik in der Abteilung Triebwerk durchgeführt werden. Ihre vollständigen Bewerbungsunterlagen und eventuelle Rückfragen richten Sie bitte an:

M.Sc. Jens Schmeink  
Tel.: +49 2203 601-2191  
E-Mail: Jens.Schmeink@dlr.de

Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.  
Institut für Antriebstechnik  
Linder Höhe  
51147 Köln

M.Sc. Jannik Häßy  
Tel.: +49 2203 601-2360  
E-Mail: Jannik.Haessy@dlr.de



# Inhaltsverzeichnis

|   |            |
|---|------------|
| <b>Abbildungsverzeichnis</b>  | <b>iii</b> |
| <b>Tabellenverzeichnis</b>  | <b>vi</b>  |
| <b>Nomenklatur</b>  | <b>vii</b> |
| <b>1 Einleitung</b>   | <b>1</b>   |
| <b>2 Grundlagen</b>   | <b>3</b>   |
| 2.1 Axialverdichter . . . . .                                       | 3          |
| 2.1.1 Strömungen im Ringraum . . . . .                              | 6          |
| 2.1.2 Verdichterkennfeld . . . . .                                  | 8          |
| 2.1.3 Reduzierte Kenngrößen $\dot{m}_{red}$ und $N_{red}$ . . . . . | 12         |
| 2.1.4 Leitschaufelverstellung . . . . .                             | 14         |
| 2.1.5 Betriebspunkte . . . . .                                      | 16         |
| 2.2 Mittelschnittsrechnung . . . . .                                | 17         |
| 2.2.1 Ablauf der Mittelschnittsrechnung . . . . .                   | 17         |
| 2.2.2 Kennzahlen . . . . .  | 19         |
| 2.3 Verluste . . . . .  | 20         |
| 2.3.1 Profilverluste . . . . .                                      | 20         |
| 2.3.2 Seitenwandverlust . . . . .                                   | 22         |
| 2.3.3 Sekundärströmungen . . . . .                                  | 23         |
| 2.3.4 Rotorspaltverluste . . . . .                                  | 25         |
| 2.4 Minderumlenkung . . . . .                                       | 27         |
| 2.4.1 Off-Design Minderumlenkung . . . . .                          | 28         |
| 2.4.2 Minderumlenkung durch den Rotorspalt . . . . .                | 29         |
| 2.5 Stabilitätskriterien . . . . .                                  | 30         |
| 2.5.1 De Haller . . . . .   | 30         |
| 2.5.2 Belastungszahl . . . . .                                      | 31         |
| 2.5.3 Diffusionszahl . . . . .                                      | 31         |
| 2.6 Einführung weiterer Ähnlichkeitskenngößen . . . . .             | 32         |

|          |  |            |
|----------|--|------------|
| 2.7      | Spline Parametrisierung . . . . .  | 35         |
| 2.7.1    | Bézier-Curves . . . . .  | 35         |
| 2.7.2    | B-Splines . . . . .  | 37         |
| <b>3</b> | <b>Verwendete Programme</b>  | <b>40</b>  |
| 3.1      | Mittelschnittsrechnung . . . . .   | 40         |
| 3.2      | Leistungssyntheserechnung in GTlab . . . . .   | 44         |
| <b>4</b> | <b>Erweiterung der Mittelschnittsrechnung</b>  | <b>47</b>  |
| 4.1      | Spline-basierte Auslegung . . . . .  | 47         |
| 4.1.1    | Darstellung von Splines . . . . .  | 48         |
| 4.1.2    | Verwendete parametrische Größen . . . . .  | 49         |
| 4.2      | Konzept der erweiterten Mittelschnittsrechnung . . . . .                                   | 50         |
| <b>5</b> | <b>Bewertung der Erweiterung</b>   | <b>55</b>  |
| <b>6</b> | <b>Aufbau einer gekoppelten Prozesskette</b>   | <b>66</b>  |
| 6.1      | Kopplungskonzepte . . . . .  | 66         |
| 6.2      | Umsetzung der Kopplungsmethode . . . . .   | 68         |
| 6.3      | Komponentenverhalten . . . . .   | 71         |
| <b>7</b> | <b>Analyse der Verlustmodelle</b>  | <b>75</b>  |
| <b>8</b> | <b>Vorauslegungsstudie</b>   | <b>82</b>  |
| 8.1      | Variation Eintrittsmachzahl . . . . .  | 84         |
| 8.2      | Variation Druckverhältnis . . . . .  | 87         |
| 8.3      | Variation Nabenvverhältnis . . . . .   | 89         |
| 8.3.1    | Auslegung ohne Anpassung des Pumpgrenzabstandes . . . . .                                  | 89         |
| 8.3.2    | Auslegung mit Anpassung des Pumpgrenzabstandes . . . . .                                   | 92         |
| 8.4      | Vergleich der gekoppelten Auslegung mit realen Triebwerken . . . . .                       | 97         |
| <b>9</b> | <b>Zusammenfassung und Ausblick</b>  | <b>101</b> |
|          | <b>Literaturverzeichnis</b>  | <b>104</b> |
|          | <b>Anhang</b>  | <b>107</b> |
| A.1      | Weitere Strömungsgrößen zur Bewertung der Erweiterung der Mittelschnittsrechnung . . . . . | 108        |

# Abbildungsverzeichnis

|      |   |    |
|------|---|----|
| 2.1  | Axialverdichter im Triebwerk [Rolls-Royce (1998)] . . . . .                                       | 4  |
| 2.2  | Verdichterprofile . . . . .   | 5  |
| 2.3  | Geschwindigkeitsdreiecke im Verdichter . . . . .  | 7  |
| 2.4  | Verdichterkennfeld . . . . .  | 9  |
| 2.5  | Rotating Stall [Bräunling (2014)] . . . . .   | 11 |
| 2.6  | Leitschaufelverstellung im Verdichter [Reitenbach (2015)] . . . . .                               | 15 |
| 2.7  | Lage der Betriebspunkte im Kennfeld . . . . .   | 17 |
| 2.8  | Darstellung der Mittelschnittebene . . . . .  | 18 |
| 2.9  | Grenzschicht auf einem Profil [Bräunling (2014)] . . . . .  | 21 |
| 2.10 | Verlustpolare eines Profils . . . . .   | 22 |
| 2.11 | Seitenwandverlust [Langston (1980)] . . . . .   | 23 |
| 2.12 | Sekundärströmungswirbel [Bräunling (2014)] . . . . .  | 24 |
| 2.13 | Darstellung des Spaltmassenstroms (Banjac et al. (2015)) . . . . .                                | 26 |
| 2.14 | Rotorspaltwirbel (Fischer et al. (2012)) . . . . .  | 27 |
| 2.15 | Minderumlenkung am Verdichterprofil . . . . .   | 28 |
| 2.16 | Qualitativer Bereich der Inzidenz . . . . .   | 29 |
| 2.17 | Darstellung verwendeter Radien . . . . .  | 32 |
| 2.18 | Bernsteinpolynome, $n = 4$ und Bézier-Kurve mit fünf Kontrollpunkten<br>[Keskin (2006)] . . . . . | 37 |
| 2.19 | Basispolynom, $n = 3$ und B-Spline mit fünf Kontrollpunkten [Keskin<br>(2006)] . . . . .          | 38 |
| 3.1  | Vorgehen zur Bestimmung der Geschwindigkeitsdreiecke . . . . .                                    | 43 |
| 3.2  | Schaufel Design für einen Rotor . . . . .   | 44 |
| 3.3  | Performance Modell . . . . .  | 45 |
| 4.1  | Anpassung der Start- und Endwerte eines Splines . . . . .   | 49 |
| 4.2  | Bestimmung der Stufenzahl . . . . .   | 51 |
| 4.3  | Anpassung des Ringraumes . . . . .  | 52 |
| 4.4  | Punkte für die Erstellung des Splines der Kanalhöhe . . . . .                                     | 53 |

|      |  |    |
|------|--|----|
| 4.5  | Spline der Kanalhöhe mit acht Kontrollpunkten . . . . .  | 54 |
| 5.1  | Nachauslegung des HPC des PW1100G Triebwerks mit ACDC . . . . .  | 55 |
| 5.2  | Vergleich Geometrie . . . . .  | 58 |
| 5.3  | Vergleich der Reaktionsgrade des Referenzverdichters mit der CoMeT-Auslegung im Auslegungspunkt . . . . .              | 59 |
| 5.4  | Vergleich der Durchflusszahl des Referenzverdichters mit der CoMeT-Auslegung im Auslegungspunkt . . . . .              | 60 |
| 5.5  | Vergleich des isentropen Wirkungsgrades des Referenzverdichters mit der CoMeT-Auslegung im Auslegungspunkt . . . . .   | 61 |
| 5.6  | Vergleich der Totalenthalpie des Referenzverdichters mit der CoMeT-Auslegung im Auslegungspunkt . . . . .              | 61 |
| 5.7  | Vergleich der Verlustbeiwerte des Referenzverdichters mit der CoMeT-Auslegung im Auslegungspunkt . . . . .             | 62 |
| 5.8  | Vergleich der Machzahl im Absolutsystem des Referenzverdichters mit der CoMeT-Auslegung im Auslegungspunkt . . . . .   | 63 |
| 5.9  | Vergleich der Meridionalgeschwindigkeiten des Referenzverdichters mit der CoMeT-Auslegung im Auslegungspunkt . . . . . | 64 |
| 5.10 | Vergleich des Mittelschnittsradius des Referenzverdichters mit der CoMeT-Auslegung im Auslegungspunkt . . . . .        | 64 |
| 6.1  | Indirekte Kopplung . . . . .   | 69 |
| 6.2  | Profilverluste bei Verwendung einer Referenz-Inzidenz . . . . .  | 72 |
| 6.3  | Indirekte Kopplung für konstanten Pumpgrenzabstand . . . . .   | 74 |
| 7.1  | Profilverluste für Erhöhung des Austrittswinkels . . . . .   | 76 |
| 7.2  | Profilverluste für Erhöhung der Referenzinzidenz . . . . .   | 77 |
| 7.3  | Profilverluste für Erhöhung des Austrittswinkels und Inzidenz . . . . .  | 77 |
| 7.4  | Seitenwandverluste durch Umlenkung . . . . .   | 78 |
| 7.5  | Sekundärverluste durch Umlenkung . . . . .   | 79 |
| 7.6  | Spaltverluste durch Umlenkung . . . . .  | 81 |
| 8.1  | Variation der Eintrittsmachzahl für konstante Radien . . . . .   | 85 |
| 8.2  | Vergleich der Verdichtergeometrie für konstante Mittelschnittsradien bei Variation der Eintrittsmachzahl . . . . .     | 85 |
| 8.3  | Variation der Eintrittsmachzahl für konstante Nabenvverhältnisse. Bezeichnungen wie in Abbildung (8.1) . . . . .       | 86 |
| 8.4  | Vergleich der Verdichtergeometrie für konstante Nabenvverhältnisse bei Variation der Eintrittsmachzahl . . . . .       | 86 |
| 8.5  | Variation des Druckverhältnisses . . . . .   | 88 |

|      |   |     |
|------|---|-----|
| 8.6  | Vergleich der Verdichtergeometrie für konstante Mittelschnittsradien bei Variation des Druckverhältnisses . . . . . | 88  |
| 8.7  | Darstellung des Wirkungsgrades und Pumpgrenzabstandes . . . . .   | 90  |
| 8.8  | Geometrien für die Eckpunkte des Parameterraums . . . . .   | 91  |
| 8.9  | Pumpgrenzabstand im Reiseflug . . . . .   | 91  |
| 8.10 | Wirkungsgrad über gemittelte Druckziffer . . . . .  | 93  |
| 8.11 | Gewichtsänderung über Drehzahl . . . . .  | 94  |
| 8.12 | Gewichtsänderung über gemittelte Druckziffer . . . . .  | 94  |
| 8.13 | Isolinien für konstante Wirkungsgrade im Auslegungspunkt . . . . .  | 95  |
| 8.14 | Isolinien für konstanten Wirkungsgrad im Betriebspunkt TOC . . . . .  | 95  |
| 8.15 | Beispiel Kennfeld der Parameterstudie . . . . .   | 96  |
| 8.16 | Isolinien für konstante Massendifferenzen . . . . .   | 97  |
| 8.17 | Nichtlinearität zwischen Nabenvhältnis und Radius für konstante Fläche . . . . .                                    | 97  |
| 8.18 | Mittlere Druckziffer und Lieferzahl bei HD-Verdichter . . . . .   | 98  |
| 8.19 | Axiale Machzahlen am Eintritt und Austritt bei HD-Verdichtern . . . . .   | 99  |
| 8.20 | Mittlere relative Abnahme der Axialgeschwindigkeit bei HD-Verdichtern . . . . .                                     | 100 |
| A.1  | $T_{total}$ des Referenzverdichters und der CoMeT-Auslegung . . . . .   | 108 |
| A.2  | $T_{statisch}$ des Referenzverdichters und der CoMeT-Auslegung . . . . .  | 108 |
| A.3  | $p_{total}$ des Referenzverdichters und der CoMeT-Auslegung . . . . .   | 109 |
| A.4  | $p_{statisch}$ des Referenzverdichters und der CoMeT-Auslegung . . . . .  | 109 |
| A.5  | $\Pi_{total}$ des Referenzverdichters und der CoMeT-Auslegung . . . . .   | 109 |
| A.6  | $\Pi_{statisch}$ des Referenzverdichters und der CoMeT-Auslegung . . . . .  | 109 |
| A.7  | $c$ des Referenzverdichters und der CoMeT-Auslegung . . . . .   | 109 |
| A.8  | $w$ des Referenzverdichters und der CoMeT-Auslegung . . . . .   | 109 |
| A.9  | $c_u$ des Referenzverdichters und der CoMeT-Auslegung . . . . .   | 110 |
| A.10 | $w_u$ des Referenzverdichters und der CoMeT-Auslegung . . . . .   | 110 |
| A.11 | $u$ des Referenzverdichters und der CoMeT-Auslegung . . . . .   | 110 |
| A.12 | Vergleich der Geometrien des Referenzverdichters und der CoMeT-Auslegung . . . . .                                  | 110 |

# Tabellenverzeichnis

|     |  |    |
|-----|--|----|
| 3.1 | Allgemeine Eintrittsparameter der Mittelschnittsrechnung . . . . . | 41 |
| 3.2 | Stufenspezifische Einstellungen . . . . .                          | 42 |
| 4.1 | Benötigte Parametrisierung der Erweiterung . . . . .               | 50 |
| 5.1 | Verwendete Eingabegrößen Reiseflug . . . . .                       | 57 |
| 5.2 | Eingabegrößen der Stufen . . . . .                                 | 58 |
| 7.1 | Beispiel Eingabegrößen für die Verlustauswertung . . . . .         | 75 |
| 7.2 | Spezifische Eingabegrößen für die Spaltverluste . . . . .          | 80 |
| 8.1 | Die verwendeten Eingabegrößen der Studie . . . . .                 | 83 |
| 8.2 | Eingabegrößen der Stufen für die Studie . . . . .                  | 84 |



# Nomenklatur

## Lateinische Symbole

| Symbol         | Einheit    | Bezeichnung                |
|----------------|------------|----------------------------|
| $a$            | $[J/kg]$   | Arbeit                     |
| $a_s$          | $[m/s]$    | Schallgeschwindigkeit      |
| $A$            | $[m^2]$    | Fläche                     |
| $\mathbf{b}_k$ | $[-]$      | Vektor der Kontrollpunkte  |
| $B_k$          | $[-]$      | Polynom                    |
| $c$            | $[m/s]$    | Absolutgeschwindigkeit     |
| $c_d$          | $[-]$      | Widerstandsbeiwert         |
| $c_l$          | $[-]$      | Auftriebsbeiwert           |
| $c_p$          | $[J/kgK]$  | Spezifische Wärmekapazität |
| $d$            | $[m]$      | Durchmesser                |
| $dI_{ref}$     | $[^\circ]$ | Referenzinzidenz           |
| $e$            | $[m]$      | Position Wirbelkern        |
| $h$            | $[m]$      | Schaufelhöhe               |
| $h_s$          | $[J/kg]$   | Spezifische Enthalpie      |
| $htr$          | $[-]$      | Nabenverhältnis            |
| $i$            | $[^\circ]$ | Inzidenz                   |
| $m$            | $[-]$      | Steigung einer Geraden     |
| $\dot{m}$      | $[kg/s]$   | Massenstrom                |
| $Ma$           | $[-]$      | Machzahl                   |
| $n_b$          | $[-]$      | Schaufelzahl               |
| $N$            | $[1/s]$    | Drehzahl                   |
| $N_{st}$       | $[-]$      | Stufenzahl                 |
| $N_k$          | $[-]$      | Basispolynom               |
| $p$            | $[Pa]$     | Druck                      |
| $r$            | $[m]$      | Radius                     |
| $r_m$          | $[m]$      | Mittelschnittsradius       |



| Symbol       | Einheit   | Bezeichnung            |
|--------------|-----------|------------------------|
| $R$          | $[J/kgK]$ | Gaskonstante           |
| $s$          | $[m]$     | Sehnenlänge            |
| $t$          | $[m]$     | Teilung                |
| $\mathbf{t}$ | $[-]$     | Knotenvektor           |
| $T\dot{S}$   | $[J/Ks]$  | Entropieproduktion     |
| $T$          | $[K]$     | Temperatur             |
| $u$          | $[m/s]$   | Umfangsgeschwindigkeit |
| $w$          | $[m/s]$   | Relativgeschwindigkeit |

## Griechische Symbole

| Symbol         | Einheit    | Bezeichnung                            |
|----------------|------------|--|
| $\alpha_{1,2}$ | $[^\circ]$ | Strömungswinkel Absolutgeschwindigkeit |
| $\beta_{1,2}$  | $[^\circ]$ | Strömungswinkel Relativgeschwindigkeit |
| $\beta^*$      | $[^\circ]$ | Metallwinkel                           |
| $\beta$        | $[-]$      | Kennfeldkoordinate                     |
| $\gamma$       | $[^\circ]$ | Staffelungswinkel                      |
| $\delta$       | $[^\circ]$ | Minderumlenkung                        |
| $\delta_{tc}$  | $[m]$      | Spalthöhe                              |
| $\zeta$        | $[-]$      | kinetische Verlustbeiwert              |
| $\eta$         | $[-]$      | Wirkungsgrad                           |
| $\kappa$       | $[-]$      | Isentropenexponent                     |
| $\mu$          | $[Pas]$    | Viskosität                             |
| $\Pi$          | $[-]$      | Durckverhältnis                        |
| $\rho$         | $[kg/m^3]$ | Dichte                                 |
| $\rho_h$       | $[-]$      | Reaktionsgrad                          |
| $\sigma$       | $[-]$      | Solidity                               |
| $\sigma_{Gr}$  |            | Gemittelte Drosselziffer               |
| $\tau_w$       | $[N/m^2]$  | Wandschubspannung                      |
| $\varphi_m$    | $[-]$      | Durchfluss                             |
| $\Phi_{Gr}$    | $[-]$      | Gemittelte Durchflusszahl              |
| $\psi_h$       | $[-]$      | Enthalpiezahl                          |
| $\Psi_{Gr}$    | $[-]$      | Gemittelte Enthalpiezahl               |
| $\omega$       | $[-]$      | Totaldruckverlustbeiwert               |

## Abkürzungen

| <b>Symbol</b> | <b>Bezeichnung</b>                    |
|---------------|---------------------------------------|
| <i>AP</i>     | Arbeitspunkt                          |
| <i>BP</i>     | Betriebspunkt                         |
| <i>DH</i>     | De Haller Zahl                        |
| <i>DF</i>     | Diffusionszahl                        |
| <i>CTF</i>    | Zivile Turbofan                       |
| <i>IGV</i>    | Inlet Guide Vane                      |
| <i>MCL</i>    | Max Climb                             |
| <i>MCR</i>    | Max Cruise                            |
| <i>MPF</i>    | Mantelpropfan                         |
| <i>MTF</i>    | Militärische Turbofan                 |
| <i>MTO</i>    | Max Take Off                          |
| <i>TOC</i>    | Top of Climb                          |
| <i>TSFC</i>   | Schubspezifischer Treibstoffverbrauch |

## Indizes

| <b>Symbol</b> | <b>Bezeichnung</b> |
|---------------|--------------------|
| <i>ax</i>     | Axial              |
| <i>fm</i>     | Flächenmittel      |
| <i>is</i>     | Isentrop           |
| <i>m</i>      | Meridional         |
| <i>p</i>      | Druckseite         |
| <i>pol</i>    | Polytrop           |
| <i>red</i>    | Reduziert          |
| <i>ref</i>    | Referenz           |
| <i>s</i>      | Saugseite          |
| <i>t</i>      | Total              |
| <i>tc</i>     | Rotorspalt         |
| <i>u</i>      | Umfangskomponente  |

# 1 Einleitung

Das Institut für Antriebstechnik des DLR befasst sich mit der Vorauslegung von Gasturbinen und Flugantrieben und verfolgt dabei das Ziel möglichst effiziente und umweltfreundliche Maschinen zu entwerfen. Hierfür wird eine Simulations- und Vorentwurfsumgebung GTlab verwendet, welches von der Abteilung Triebwerk entwickelt wurde und stetig erweitert bzw. erweitert wird. Mit Hilfe dieses Programms lässt sich bereits im frühen Auslegungsstadium vieles zum Betriebsverhalten der Gasturbine bzw. des Triebwerks erkennen. Es werden eine Vielzahl von Auslegungsvarianten untersucht, indem ein großer Parameterraum im Rahmen von Vorauslegungsstudien betrachtet und ausgewertet wird. Durch diese Triebwerkssimulationen kann ein optimales Design gefunden werden mit Berücksichtigung auf das Komponentenverhalten in unterschiedlichen Betriebspunkten, Gewicht und äußere Dimensionen. Dabei ist es möglich physikalische Trends abzubilden, indem geeignete Methoden zur Modellierung der Komponenten verwendet werden. Dies wirft bspw. die Frage auf, wie sich geometrische Vorgaben an den Verdichter auf den Wirkungsgrad auswirken.

Innerhalb der Triebwerksvorauslegung ist es das Ziel mit schnellen Verfahren möglichst passende Triebwerksmodelle im ersten Schritt zu erstellen und einen möglichst großen Parameterraum abzudecken. Dabei erfordern umfangreiche Parameterstudien im Rahmen des Vorentwurfs geringe Rechenzeiten, unter anderem bei der Verdichtermodellierung, wodurch Methoden zum Einsatz kommen, die sich auf eine Berechnung des Mittelschnitts beschränken. Hierfür wird ein bestehendes 1D-Mittelschnittsverfahren, welches in GTlab integriert ist, verwendet. Des Weiteren ermöglicht die gesamtheitliche Betrachtung der Gasturbine eine Bewertung der modellierten Verdichter mit Sicht auf das Gesamtkonzept Triebwerk.

Das Ziel dieser Arbeit ist es die bestehende Mittelschnittsrechnung dahingehend zu erweitern, dass dimensionslose Splines zur Parametrisierung von wichtigen aerodynamischen und geometrischen Größen verwendet werden, um auf sich ändernde Randbedingungen reagieren zu können. Dabei soll es möglich sein, diese Splines aus bereits existierenden Verdichtern zu extrahieren, um von einem realen Triebwerk profitieren zu können. Hierbei wird die verwendete Methode, entsprechend der Randbedingungen, einen optimalen Verdichter erstellen. Insgesamt wird der gesamte Hochdruckverdichter in dimensionsloser Form parametrisiert, sodass mit wenigen Vorgaben von Randbedingungen ein geeignetes Verdichterdesign bestimmt werden kann. Die erweiterte Form der Verdichterauslegung per Mittelschnittsverfahren wird für eine Modellierung eines bekannten Verdichters herangezogen und getestet. Bei dieser Referenz handelt es sich um ein mittel Stromlinienkrümmungsverfahren entworfenen Hochdruckverdichter nach dem Vorbild des Hochdruckverdichters des PW1100 Triebwerks.

Nachfolgend wird eine Prozesskette zur aerodynamisch-thermodynamisch gekoppelten Verdichterauslegung aufgebaut und in GTlab integriert. Dabei werden verschiedenen Kopplungsstrategien vorgestellt. Insgesamt liegt der Fokus dabei sowohl auf dem Komponentenverhalten im Design und Off-Design als auch auf der Rechenzeit. Im Rahmen einer Vorauslegungsstudie werden die Fähigkeiten der gekoppelten Verdichterauslegung demonstriert und die Ergebnisse diskutiert. Dafür wird ein Parameterraum von Randbedingungen und Eingabegrößen aufgestellt. Für den Parameterraum wird die gekoppelte Verdichterauslegung durchgeführt und hinsichtlich wichtiger Ergebnisgrößen, wie dem Wirkungsgrad und dem Gewicht, ausgewertet. Von großem Interesse sind dabei Tendenzen, die sich durch eine Variation der Verdichtergeometrie ergeben.

## 2 Grundlagen

In diesem Kapitel werden die Grundlagen zum Verständnis der Verdichterauslegung erläutert. Da bei konventionellen Turbofan-Triebwerken hauptsächlich Axialmaschinen zum Einsatz kommen und sich die Mittelschnittsrechnung im Rahmen dieser Arbeit auf Axialverdichter beschränkt, liegt der Fokus dieses Kapitels auf den axialen Strömungsmaschinen

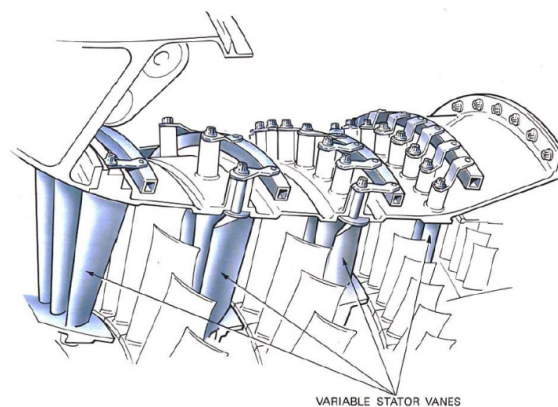
### 2.1 Axialverdichter

Thermische Strömungsmaschinen lassen sich in zwei Kategorien unterteilen. Diese Kategorien sind die Arbeitsmaschinen und die Kraftmaschinen. Diese Arten der Strömungsmaschinen unterscheiden sich darin, ob Energie in die Strömung eingebracht oder Energie der Strömung entnommen wird. Verdichter erhöhen den Druck der Strömung, bringen somit Energie in die Strömung ein und werden als Arbeitsmaschinen bezeichnet. Das passende Gegenstück, als Kraftmaschine bezeichnet, ist eine Turbine. Diese wandelt die innere Energie der Strömung in mechanische Arbeit um.

Zusätzlich lassen sich Verdichter in zwei Baugruppen unterteilen. Diese Baugruppen sind die Radialverdichter und die Axialverdichter. Obwohl sich Radialmaschinen durch ein höheres Druckverhältnis pro Stufe auszeichnen, werden in konventionellen Flugzeugtriebwerken überwiegend Axialverdichter verwendet. Dies basiert unter anderem auf der kleineren Querschnittsfläche von Axialmaschinen und den damit verbundenen geringeren Strömungswiderstand. Auch für stationäre Gasturbinen werden größtenteils Axialverdichter eingesetzt, da diese einen höheren Luftmassenstrom liefern

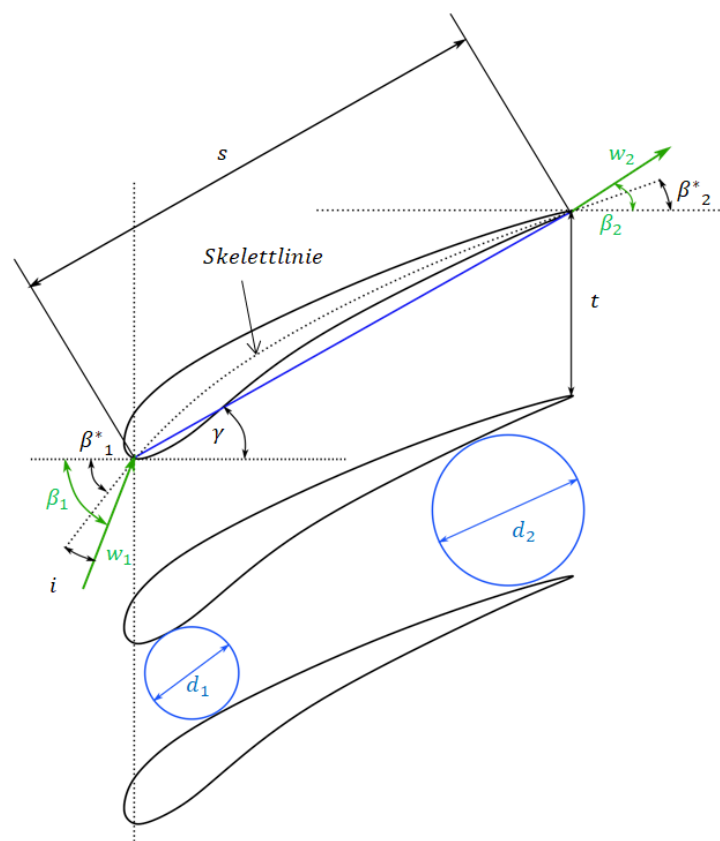
und zusätzlich einen höheren Wirkungsgrad besitzen, wodurch sie eine größere elektrische Leistung bei gleichem Brennstoffaufwand bereitstellen [Bräunling (2014)].

Im Triebwerkszusammenhang erfüllt der Verdichter mehrere Funktionen. In erster Linie erhöht der Verdichter den Druck des Luftmassenstroms, an dem der thermodynamische Kreisprozess durchgeführt wird. Ein Teil dieser Luft wird jedoch für weitere Aufgaben verwendet, wofür zwischen den Stufen Luft abgezapft wird und somit nicht mehr am Prozess der Energiewandlung teilnimmt. Die abgezapfte Luft wird unter anderem dazu verwendet den Druck in der Kabine des Flugzeugs bereitzustellen. Zusätzlich wird ein Teil dieser Luft sowohl dazu verwendet die Lagerkammern und die Axialspalte der Turbine abzudichten als auch die Turbinenschaufeln und ggf. das Turbinengehäuse zu kühlen. Des weiteren wird ein Teil der Zapfluft dazu benötigt die Flügel bzw. die Gondel zu enteisen. Eine weitere wichtige Aufgabe des Verdichters, unabhängig von der Zapfluft, ist die Lagerlastkontrolle. Eine Turbine mit einem Reaktionsgrad  $\rho_h > 0$  erzeugt eine Axialkraft in Strömungsrichtung, welche komplett von den Lagern des Triebwerkes aufgenommen werden muss. Durch das Einsaugen der Luft im Verdichter, erzeugt dieser eine Axialkraft nach entgegen der Strömungsrichtung, welche der Kraft der Turbine entgegen wirkt. Die Resultierende Lagerlast ist somit deutlich geringer und kann von den Lagern besser aufgenommen werden. Zusätzlich kann ein Teil der Sekundärluft dazu verwendet werden unterschiedliche Drücke auf die Vorder- und Rückseite der Turbinenscheiben aufzuprägen, wodurch eine weitere Axialkraft, zur Einstellung der Lagerlast, entsteht [Woelki/Peitsch (2014)].



**Abbildung 2.1:** Axialverdichter im Triebwerk [Rolls-Royce (1998)]

Rotor und Stator wechseln sich in einem Axialverdichter ab (vgl. 2.1) und bilden als Einheit eine Stufe. Dabei sind Rotoren sich drehende Schaufeln, Statoren sind still stehende Schaufeln. Da sich nur die Rotoren einer Verdichterstufe drehen, können nur diese Energie in die Strömung einbringen und somit den Totaldruck erhöhen. Diese Druckerhöhung geschieht durch das Einbringen von Drall in die Strömung. Unter dem Begriff Drall wird der Drehimpuls verstanden, welcher proportional zur Strömungskomponente in Umfangsrichtung ist. Dem Rotor folgt in axialer Richtung ein Stator, dessen Aufgabe es ist den eingebrachten Drall wieder aus der Strömung zu nehmen und den statischen Druck zu erhöhen. Dadurch wird der folgende Rotor erneut mit einer geringeren Umfangskomponente, u.U. komplett drallfrei, angeströmt [Pfleiderer/Petermann (2005)].



**Abbildung 2.2:** Verdichterprofile

Typische Schaufelprofile eines Verdichters werden in der Abbildung (2.2) dargestellt. Grundsätzlich lenken Verdichter die Strömung zur Rotationsachse hin um. In Abbil-

dung (2.2) ist dies am Beispiel der Relativgeschwindigkeit  $w$  im Rotor demonstriert. Die Richtung der Strömung wird dabei mit Hilfe des Strömungswinkels  $\beta$  beschrieben. Werden die Vorder- und Hinterkante linear miteinander verbunden, so bezeichnet diese Länge  $s$  die Sehnenlänge. Der Winkel dieser Sehne zur Rotationsachse beschreibt den Staffelungswinkel  $\gamma$ . Der Abstand zweier Schaufeln zu einander ist die Teilung  $t$ . Das Teilungsverhältnis einer Verdichterstufe  $\frac{t}{s}$  setzt Teilung und Sehnenlänge ins Verhältnis und gilt dabei als wichtige Auslegungsgröße. Unter Skelettlinie wird eine Linie verstanden, welche die Vorder- und Hinterkante mit einander verbindet und sich dabei stets zwischen Saug- und Druckseite des Profils befindet. Um den Metallwinkel  $\beta^*$  zu bestimmen, wird eine Tangente an die Skelettlinie der Vorder- bzw. Hinterkante gelegt. Die Differenz zwischen dem Strömungswinkel  $\beta_1$  und dem Metallwinkel  $\beta_1^*$  wird dabei als Inzidenz  $i$  bezeichnet.

Durch die Anordnung der Profile ergeben sich unterschiedliche Eintritts- und Austrittsflächen. Diese sind in der Abbildung (2.2) durch die Kreisdurchmesser  $d_1$  und  $d_2$  verdeutlicht. Es ist zu erkennen, dass die Austrittsfläche größer als die Eintrittsfläche ist. Da durch beide Flächen der selbe Massenstrom  $\dot{m}$  strömt, wird sich mit der Massenerhaltung nach Gleichung (2.1) die Geschwindigkeit  $c$  am Austritt im Vergleich zum Eintritt verringern.

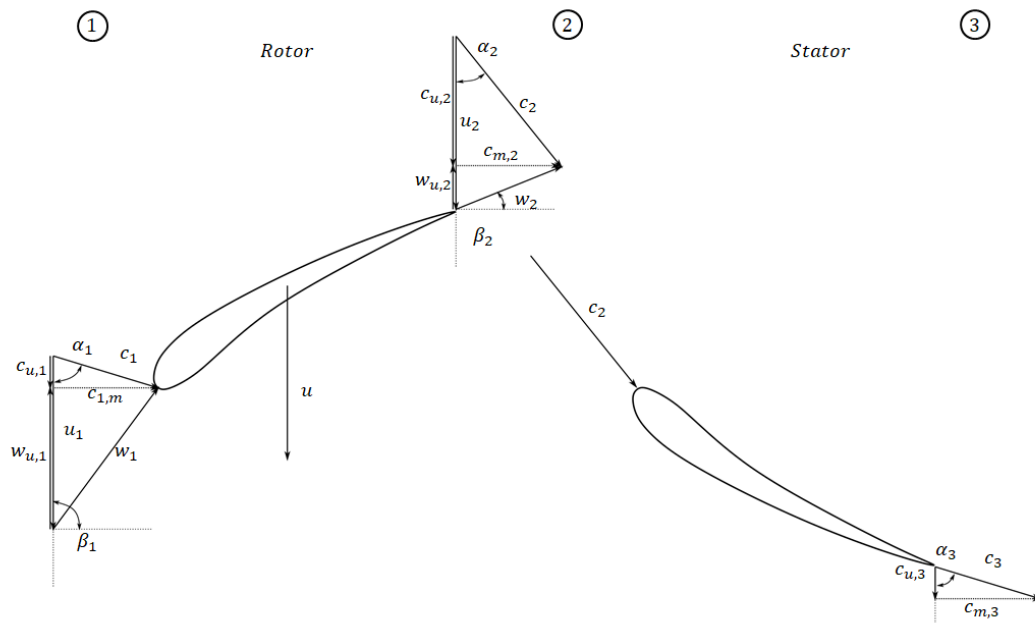
$$\dot{m} = \rho \cdot \pi \cdot d \cdot c \quad (2.1)$$

Somit gelten Verdichtergitter allgemein als Verzögerungsgitter.

### 2.1.1 Strömungen im Ringraum

Die Strömung durch eine Stufe des Verdichters lässt sich im Allgemeinen durch Geschwindigkeitsdreiecke beschreiben. Dazu werden drei Ebenen eingeführt um die Positionen in der Stufe genau zu definieren. Dabei ist die Ebene 1 der Eintritt in das Laufrad der Stufe, Ebene 2 der Austritt des Laufrades bzw. der Eintritt in das Leitrad und Ebene 3 ist der Austritt des Leitrades.





**Abbildung 2.3:** Geschwindigkeitsdreiecke im Verdichter

Abbildung (2.3) zeigt die allgemeingültigen Geschwindigkeitsdreiecke für eine Verdichterstufe. Es gilt, dass die Absolutgeschwindigkeit  $\vec{c}$  die Vektorsumme aus Relativgeschwindigkeit  $\vec{w}$  und Umfangsgeschwindigkeit  $\vec{u}$  ist.

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} \quad (2.2)$$

Ebenfalls zu erkennen sind die Stömungswinkel  $\alpha$  der Absolutgeschwindigkeit und  $\beta$  der Relativgeschwindigkeit. Da es sich beim Stator um eine statische Komponente handelt, gibt es keine Umfangs- und somit Relativgeschwindigkeit. Sowohl  $\vec{c}$  als auch  $\vec{w}$  besitzen eine Geschwindigkeitskomponente in Umfangsrichtung  $c_u$  und  $w_u$ . Wie bereits im Kapitel (2.1) erläutert, erhöht der Verdichter den Druck der Strömung durch die Einbringung von Energie. Der Drehimpuls der Strömung wird über das Rotorgitter erhöht und über das Statorgitter reduziert, wobei über den Stator statischer Druck aufgebaut wird. Die Umfangskomponente der Absolutströmung ist für den Drall verantwortlich, wodurch das Erhöhen von  $c_u$  gleichbedeutend mit dem Einbringen

von Drall ist. Mathematisch lässt sich die spezifische Arbeit eines Verdichters über die Eulersche Turbinengleichung (2.3) berechnen. Diese Gleichung repräsentiert die Erhöhung der Energie.

$$a = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1} \quad (2.3)$$

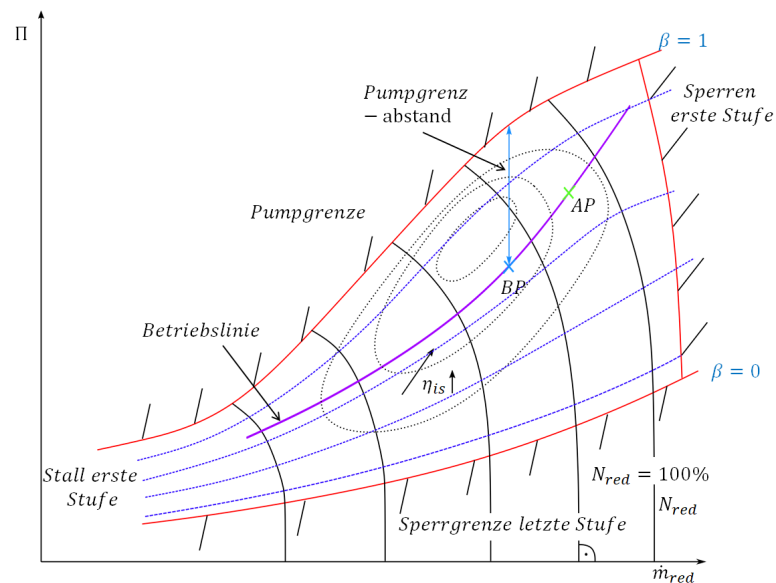
Da sich allgemein der Radius einer Stromlinie über eine Verdichterschaufel kaum ändert, wird häufig die Annahme getroffen, dass die Umfangsgeschwindigkeiten  $u_1$  und  $u_2$  identisch sind. Daher lässt sich die Eulersche Turbinengleichung mit  $u_1 = u_2 = u$  vereinfachen.

$$a = u \cdot (c_{u2} - c_{u1}) \quad (2.4)$$

Zusätzlich lässt sich anhand der Abbildung (2.3) erkennen, dass es sich bei einem Verdichtergitter um ein Verzögerungsgitter handelt. Die für jede Schaufelreihe entsprechende Strömungskomponente wird beim Durchströmen des Gitters verzögert. Für den Rotor gilt somit  $w_2 < w_1$  und für den Stator gilt  $c_3 < c_2$ .

### 2.1.2 Verdichterkennfeld

Um das Betriebsverhalten eines Verdichters darzustellen, wird das Verdichterkennfeld verwendet, da sich hier für jeden Betriebspunkt die wichtigsten Kenngrößen ablesen lassen. Das Kennfeld stellt das Druckverhältnis  $\Pi$  über dem reduzierten Massenstrom  $\dot{m}_{red}$  dar. Zur weiteren Beschreibung werden Linien konstanten isentropen Wirkungsgrades  $\eta_{is}$  und Linien konstanter reduzierter Drehzahl  $N_{red}$  verwendet. Die Herleitung und Bedeutung der reduzierten Größen wird im Kapitel (2.1.3) erläutert. Begrenzt wird das Kennfeld durch die Pump- und Schluckgrenze. Letztere wird häufig als Sperrgrenze bezeichnet. Zusätzlich werden hier Betriebspunkte  $BP$ , Auslegungspunkte  $AP$  und eine stationäre Betriebslinie eingezeichnet. Ein solches Kennfeld wird qualitativ in der Abbildung (2.4) dargestellt. Eine Navigation durch das Kennfeld wird über die Koordinaten  $\beta$  und  $N_{red}$  realisiert.



**Abbildung 2.4:** Verdichterkennfeld

Wird die Pumpgrenze des Verdichters überschritten, so wird dieser Effekt als "Pumpen" bezeichnet. Beim Verdichterpumpen sind die Profile überlastet und der Druckaufbau über einer einzelnen Stufe wird nicht mehr erreicht. Diese Überlastung führt zu einer Strömungsablösung in dieser Stufe, wodurch eine vollständige Ablösung der Strömung im gesamten Verdichter induziert wird. Diese vollständige Ablösung hat eine schlagartige Entladung des Drucks nach vorne, zurück zum Eintritt des Verdichters, zur Folge. Das Pumpen bringt erhebliche mechanische Belastungen der gesamten Maschine mit sich und es besteht die Gefahr, dass Rotoren an das Gehäuse anstreifen. Sobald die Strömung komplett abgelöst ist, verringert sich der geförderte Massenstrom und die spezifische Stufenarbeit fällt ab. Die Strömung stabilisiert sich wieder und es steigt der geförderte Volumenstrom. Ohne korrigierende Maßnahmen würde der Verdichter erneut angedrosselt werden bis es zum nächsten Pumpvorgang kommt, dieser Zyklus wird i.d.R mit einer Wiederholungsfrequenz von 1 - 20 Hz ablaufen [Uhlmann (2003)].

Bevor es zum Verdichterpumpen kommt, gibt es jedoch Indikatoren, welche ein solches drohendes Pumpen andeuten. Bei diesem Indikator handelt es sich um die Ablösezellen, welche sich entgegen der Umfangsrichtung fortpflanzen. Dieser Effekt der rotierenden

Ablösezone wird als Rotating Stall bezeichnet. Die Abbildung (2.5) zeigt eine solche Ablösezone im Rotor eines Verdichters. In der ersten Rotorscheufel löst die Strömung auf der Saugseite des Profils ab und es bildet sich ein Staugebiet vor der Stelle der Ablösung. Dieses Staugebiet hat eine Verdrängung der Anströmung zur Folge, wodurch die zweite Rotorscheufel einen erhöhten Anstellwinkel sieht. Das Profil wird dadurch mit einer höheren Inzidenz angeströmt und muss die Strömung um einen großen Betrag umlenken, wird somit stärker belastet. Diese erhöhte Belastung hat erneut eine Strömungsablösung dieses Profils zur Folge. Durch das Staugebiet an der ersten Rotorscheufel wird ebenfalls die Anströmung des Profils "0" verändert. Dieses Profil wird jedoch entlastet und ist nicht von einer Strömungsablösung gefährdet. Insgesamt wandert diese Ablösezone entgegen der Rotationsrichtung. Für unterschiedliche Betriebspunkte sind unterschiedliche Stufen besonders anfällig für Rotating Stall. Im Bereich geringer reduzierter Massenströme sind vor allem die ersten Stufen des Verdichters gefährdet, da durch die Androsselung die Strömung eine höhere Umlenkung erfährt und die Stufe somit stärker belastet wird und die letzten Stufen entlastet werden. Für hohe Massenströme nähern sich die ersten Stufen der Sperrgrenze und die letzten Stufen werden stärker belastet [Sun/Elder (1998)].

Im Betrieb muss sichergestellt werden, dass der Effekt des Verdichterpumpens verhindert wird. Hierfür muss zu jedem Zeitpunkt ein gewisser Pumpgrenzabstand eingehalten werden. Der Pumpgrenzabstand im Betrieb kann sich aufgrund von Verschleiß, thermalen Effekten, Flugbedingungen und Vibrationen verringern. Diese Ursachen bewirken sowohl ein Absenken der Pumpgrenze als auch eine Anhebung des Arbeitspunktes. Die Arbeitslinie verschiebt sich zusätzlich durch eine Leistungsentnahme in Richtung der Pumpgrenze. Des Weiteren wird die stationäre Arbeitslinie bei transienten Beschleunigungsvorgängen zur Pumpgrenze hin verlassen, wodurch der Abstand weiter sinken kann.

$$PG - Abstand = \frac{\Pi_{PG} - \Pi_{BP}}{\Pi_{BP} - 1} \cdot 100\% \quad (2.5)$$

Zusätzlich zur Pumpgrenze wird das Verdichterkennfeld durch die Sperrgrenze begrenzt. Das Überschreiten dieser Linie ist jedoch weniger schlimm als das Überschreiten der Pumpgrenze. Eine Verdichterstufe sperrt, wenn die Strömung im engsten



Linien konstanten isentropen Wirkungsgrades  $\eta_{is}$  bilden die Muschelkurven. Ein Verdichter wird so ausgelegt, dass sich der Auslegungspunkt  $AP$  möglichst in der Nähe des Maximums dieser Muschelkurven befindet.

Zusätzlich werden Linien konstanter reduzierter Drehzahl  $N_{red}$  in das Kennfeld integriert. Häufig wird der Wert der reduzierten Drehzahl als relativer Wert zur reduzierten Auslegungsdrehzahl angegeben. Die Drehzahl wird durch mechanischen Belastungen in Form von Fliehkraftbelastungen beschränkt.

Da der Verdichter häufig an Punkten betrieben wird, die nicht dem Auslegungspunkt entsprechen, wird zusätzlich eine Linie von stationären Betriebspunkten in das Kennfeld hinzugefügt. Eine Betrieb abweichend von dieser Linie wird nur bei transienten Manövern erreicht, bspw. beim Beschleunigen oder Verzögern des Triebwerkes.

### 2.1.3 Reduzierte Kenngrößen $\dot{m}_{red}$ und $N_{red}$

Die Vermessung eines Verdichterkennfeldes findet unter bestimmten Umgebungsbedingungen statt, wodurch ein Kennfeld nur gültig wäre, wenn dieselben Randbedingungen eingehalten werden. Da sich bspw. Eintrittstemperatur und Eintrittsdruck ändern, ist es notwendig eine Darstellung des Kennfeldes zu verwenden, welche Ähnlichkeitskenngrößen nutzt. Dadurch können zwei Betriebspunkte mit unterschiedlichen Randbedingungen Machzahl-ähnlich sein und im Verdichterkennfeld auf der gleichen Position liegen. Bezüglich der Mach'schen Ähnlichkeit sind zwei Betriebspunkte ähnlich, wenn die jeweiligen Machzahlen identisch sind. Hierbei wird sowohl die Machzahl in axialer Richtung als auch die Machzahl in Umfangsrichtung betrachtet. Um dies zu erreichen werden der Massenstrom und die Drehzahl in reduzierter Form dargestellt.

$$Ma_{ax} = \frac{c}{a_s} = \frac{c_{ax}}{\sqrt{\kappa RT}} \quad (2.6)$$

Mit der Massenerhaltung

$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot c \quad (2.7)$$

und der idealen Gasgleichung

$$p = \rho \cdot R \cdot T \quad (2.8)$$

wird die axiale Machzahl umgeschrieben.

$$Ma_{ax} = \frac{c_{ax}}{\sqrt{\kappa R T}} = \frac{\dot{m} \sqrt{R T}}{A p \sqrt{\kappa}} \quad (2.9)$$

Durch ersetzen des Drucks und der Temperatur mit deren Totalgrößen

$$T = T_t \cdot \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma^2\right)^{-1} \quad (2.10)$$

$$p = p_t \cdot \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma^2\right)^{-\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (2.11)$$

wird die axiale Machzahl beschrieben durch die Gleichung (2.12)

$$Ma_{ax} = \frac{\dot{m} \sqrt{T_t}}{A \cdot p_t} \cdot \sqrt{\frac{R}{\kappa}} \cdot \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (2.12)$$

Nun werden zwei Betriebspunkte *I* und *II* in Bezug zueinander gesetzt. Sind zwei Betriebspunkte einander ähnlich, so besitzen sie die gleiche Machzahl. Gleichung (2.12) vereinfacht sich unter der Annahme konstanter Gaseigenschaften zu folgender Gleichung (2.13).

$$\frac{Ma_{ax,I}}{Ma_{ax,II}} = \frac{\frac{\dot{m}_I \sqrt{T_{t,I}}}{p_{t,I} A}}{\frac{\dot{m}_{II} \sqrt{T_{t,II}}}{p_{t,II} A}} \quad (2.13)$$

Mit diesem Verhältnis lässt sich der reduzierte Massenstrom über folgenden Ausdruck bestimmen.

$$\dot{m}_{red} = \frac{\dot{m}\sqrt{T_t}}{p_t \cdot A} \quad (2.14)$$

Zusätzlich zum reduzierten Massenstrom wird die reduzierte Drehzahl zur eindeutigen Bestimmung der Lage im Kennfeld benötigt. Zur Herleitung wird die Machzahl in Umfangsrichtung verwendet.

$$Ma_u = \frac{u}{a_s} = \frac{u}{\sqrt{\kappa RT}} = \frac{2\pi r N}{\sqrt{\kappa RT}} \quad (2.15)$$

Analog zur Herleitung des reduzierten Massenstroms, werden die statischen durch die Totalgrößen ersetzt.

$$Ma_u = \frac{2\pi r N}{\sqrt{\kappa RT_t}} \cdot \sqrt{1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma_u^2} \quad (2.16)$$

Durch die Voraussetzung der Machschen Ähnlichkeit und konstanter Gaseigenschaften, lassen sich zwei Betriebspunkte in Bezug zueinander setzen. Das Verhältnis zweier Betriebspunkte liefert nach Umformung die reduzierte Drehzahl  $N_{red}$ .

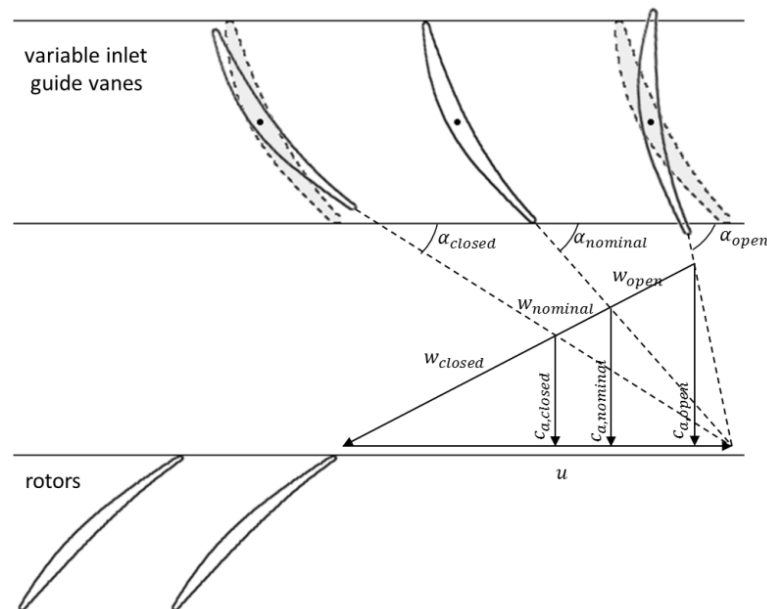
$$N_{red} = \frac{N}{\sqrt{T_t}} \quad (2.17)$$

### 2.1.4 Leitschaufelverstellung

Um einen Verdichter in einem möglichst großen Betriebsbereich effektiv einsetzen zu können, besteht die Möglichkeit der Leitschaufelverstellung. Der Betriebsbereich wird in der Regel durch die Pump- und Sperrgrenze beschränkt. Diese Grenzen werden dadurch verschoben, dass die Staffelungswinkel eines jeden Rotors individuell angepasst werden kann. Durch die angepasste Anströmung wird die Belastung einer Schaufel



geregelt und somit auch die Gefahr der Ablösung bzw. des Sperrens beeinflusst. Es ist somit möglich einen Verdichter bei starker Teillast zu betreiben und dabei einen hohen Wirkungsgrad zu erzielen.



**Abbildung 2.6:** Leitschaufelverstellung im Verdichter [Reitenbach (2015)]

Die Abbildung (2.6) zeigt eine besondere Form der Leitschaufelverstellung und die dadurch veränderten Geschwindigkeitsdreiecke an der folgenden Rotorreihe. Bei der dargestellten Leitschaufelverstellung handelt es sich um die Verstellung eines variablen Eintrittleitrades, vor der ersten Rotorstufe. Je weiter die Leiträder geschlossen werden, desto stärker wird die Strömung umgelenkt und es verringert sich die Meridionalgeschwindigkeit bzw. die Axialgeschwindigkeit  $c_a$ . Für das Öffnen dieser Leitschaufeln ergibt sich eine höhere Meridionalgeschwindigkeit und somit auch ein höherer Durchfluss für diese Stufe. Bei den hier dargestellten Leitschaufeln handelt es sich um Statoren, welche sich vor der ersten Rotorstufe befinden. Die als IGV (Inlet Guide Vane) bezeichneten Leitschaufeln besitzen einen besonderen Stellenwert, da sie zu keiner direkten Verdichterstufe gehören.

Im Allgemeinen wird die Verstellung aller Leitschaufeln, sowohl des IGV's und regulären Leiträder, in Abhängigkeit der Drehzahl der Rotorwelle gesteuert. Für jede Drehzahl des

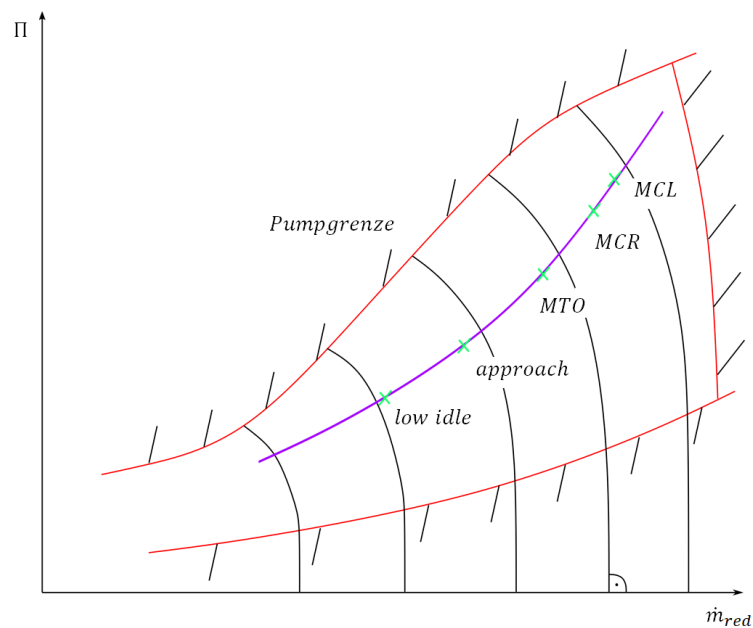
Verdichters ergibt sich für jede Stufe eine unterschiedliche Verdrehung der Leiträder. Im Hochdruckteil von Triebwerksverdichtern werden üblicherweise das IGV und die ersten drei bis vier Leitschaufelreihen über eine solche drehzahlgesteuerten Verstellung verdreht [Bräunling (2014)].

### 2.1.5 Betriebspunkte

Wie bereits im Kapitel (2.1.2) angedeutet, unterscheidet sich der Betriebspunkt eines Verdichters häufig von Auslegungspunkt. Um die jeweiligen Betriebspunkte voneinander unterscheiden zu können, werden Ratings eingeführt, welche Positionen im Verdichterkenfeld markieren. In der Abbildung (2.7) sind einige dieser Ratings qualitativ eingezeichnet. Strenggenommen wird die stationäre Arbeitslinie für Punkte in größerer Höhe leicht verschoben, dies wird hier jedoch vernachlässigt und jedes Rating befindet sich auf dieser Arbeitslinie. Bei den hier aufgeführten Ratings handelt es sich um:

- MCL [Max. Climb (Steigflug)]
- MCR [Max. Cruise (Reiseflug)]
- MTO [Max. Take Off (Abflug)]
- approach [Landeanflug]
- low idle [Leerlauf].

Dabei ist MCL i.d.R. der Betriebspunkt mit dem größten reduzierten Massenstrom. Jedes dieser Ratings hat eine eigene Anforderung an den zu erzeugenden Schub des Triebwerks, wobei die Anforderung des höchsten Schubes bei dem MTO Rating vorliegt. Da sich das Flugzeug die meiste Zeit im Reiseflug befindet, entspricht MCR häufig dem Auslegungspunkt des Triebwerkes, sodass das Triebwerk in diesem Punkt den höchsten Wirkungsgrad besitzt [Scheiderer (2008)].



**Abbildung 2.7:** Lage der Betriebspunkte im Kennfeld

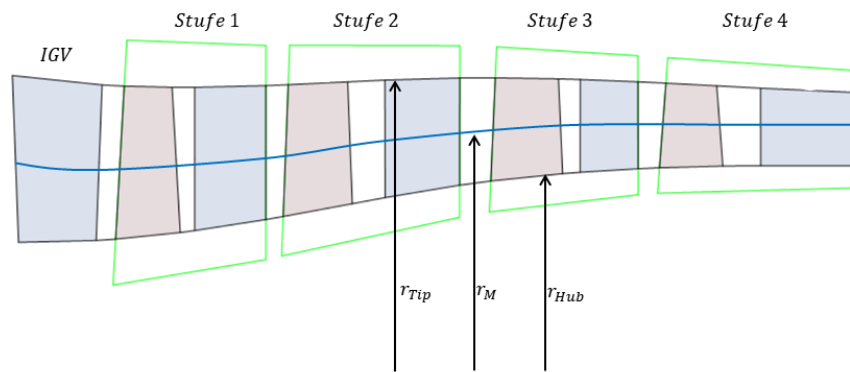
## 2.2 Mittelschnittsrechnung

Der erste Schritt einer Verdichterauslegung ist üblicherweise eine Mittelschnittsrechnung. Dabei handelt es sich um eine 1-D-Auslegungsrechnung, welche in einen ersten Entwurf resultiert. Ein Mittelschnitt ist dabei ein Schnitt in Umfangsrichtung durch den Kanalquerschnitt. Die Abbildung (2.8) zeigt einen Querschnitt eines Verdichters mit vier Stufen und einem Inlet Guide Vane. Die Mittelschnittsrechnung wird für die Stromlinie mit dem Radius  $r_M$  durchgeführt.

### 2.2.1 Ablauf der Mittelschnittsrechnung

Die Mittelschnittsrechnung lässt sich in mehrere Schritte aufteilen, wobei der Ablauf in diesem Kapitel nur grob folgendermaßen beschrieben wird.

- Definition der umzusetzenden Arbeit
- Bestimmung der Stufenzahl



**Abbildung 2.8:** Darstellung der Mittelschnittebene

- Festlegen des Strakverlaufs
- Geschwindigkeitsdreiecke für jede Stufe

Im Falle eines Verdichters, wird die umzusetzende Arbeit über das Druckverhältnis bzw. die Enthalpieerhöhung bestimmt. Die Stufenzahl wird darüber festgelegt, dass jede Stufe des Verdichters ein festes Druckverhältnis hat oder eine konstante Enthalpieerhöhung über alle Stufen gefordert wird. Für einen Verdichter mit  $N_{st}$  Stufen gelten somit die Gleichungen (2.18) und (2.19).

$$\Pi = \prod_{n=1}^{N_{st}} \Pi_{Stufe} \quad (2.18)$$

$$\Delta h_{s,ges} = \sum_{n=1}^{N_{st}} \Delta h_{s,stufe} \quad (2.19)$$

Im nächsten Schritt wird der Strakverlauf festgelegt. Dies dient dazu, dass jeder Stufe ein Referenzradius zugewiesen wird, von wo aus der Ringraum zur Nabe und zum Gehäuse hin ausgeweitet wird. Eine gängige Annahme ist hierfür bspw. ein ansteigender Strakverlauf, wodurch die Radien jeder Stufe gegeben sind. Ein ansteigender Strakverlauf würde sich demnach ergeben, wenn bspw. der Gehäuseradius jeder Stufe konstant gehalten wird.

Im letzten Schritt werden die Geschwindigkeitsdreiecke für jede Stufe bestimmt. Dadurch ist sowohl die Strömungsumlenkung für jede Stufe als auch die Meridionalkomponente der Strömung festgelegt. Mit gegebener Meridionalgeschwindigkeit ist zusätzlich die Ringraumfläche über die Massenerhaltung definiert.

### 2.2.2 Kennzahlen

Zur Bestimmung aller Geschwindigkeitsdreiecke im Verdichter sind einige Kennzahlen von Bedeutung. Durch die folgenden drei dimensionslosen Kennzahlen wird jedes Geschwindigkeitsdreieck komplett festgelegt.

Der Reaktionsgrad  $\rho_h$  beschreibt das Verhältnis der im Rotor umgesetzten Enthalpie  $\Delta h_s''$  zur gesamten umgesetzten Enthalpie  $\Delta h_s' + \Delta h_s''$ .

$$\rho_h = \frac{\Delta h_s''}{\Delta h_s' + \Delta h_s''} \quad (2.20)$$

Die zweite Kennzahl ist die Enthalpiezahl  $\psi_h$ , welche ein Maß für die umgesetzte Totalenthalpie ist. Die Totalenthalpieänderung  $\Delta h_t$  wird dabei auf die Umfangsgeschwindigkeit  $u_2$  am Austritt des Rotors bezogen.

$$\psi_h = \frac{\Delta h_t}{\frac{u_2^2}{2}} \quad (2.21)$$

Die Durchflussszahl  $\varphi_m$  dient zur Beschreibung des Durchsatzes einer Stufe. Sie stellt die Meridionalgeschwindigkeit  $c_m$  ins Verhältnis zur Umfangsgeschwindigkeit  $u_2$  des Rotors.

$$\varphi_m = \frac{c_m}{u_2} \quad (2.22)$$

## 2.3 Verluste

Jeder Verlust in einer Turbomaschine verursacht einen Totaldruckverlust in der Strömung. Jeder Verlustmechanismus kann durch jeweils einen Beiwert erfasst werden, welche summiert werden können, um einen gesamten Verlustbeiwert zu ergeben. Mit Hilfe dieses gesamten Beiwertes wird der Druckverlust für Rotoren nach Gleichung (2.23) berechnet, da hier die Relativgeschwindigkeit von Bedeutung ist.

$$\omega = \frac{p_{t1} - p_{t2}}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot w^2} \quad (2.23)$$

Für Verluste im Stator wird die Absolutgeschwindigkeit der Strömung verwendet.

$$\omega = \frac{p_{t1} - p_{t2}}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c^2} \quad (2.24)$$

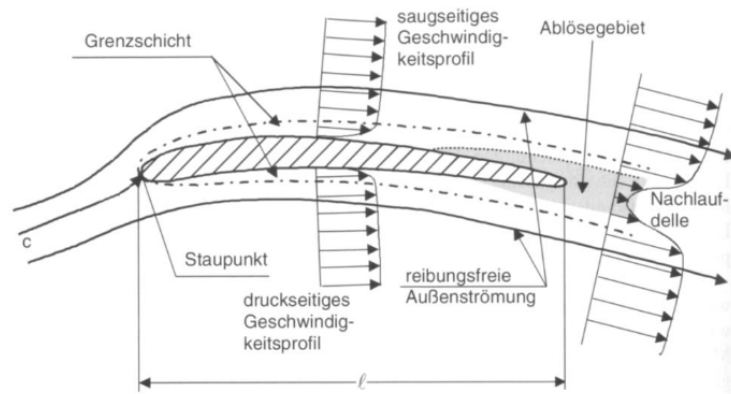
Im folgenden werden vier Verlustarten erläutert.

### 2.3.1 Profilverluste

Der Profilverlust entsteht durch die viskose Umströmung des Schaufelprofils und entspricht somit einem Reibungsverlust. Grundsätzlich ist die Wandschubspannung und somit die Reibung abhängig von dem Geschwindigkeitsgradienten an der Wand  $\frac{\partial u}{\partial y}|_w$  und der Viskosität  $\mu$ . In der folgenden Abbildung (2.25) ist ein Geschwindigkeitsverlauf in der Grenzschicht auf einem Profil dargestellt.

$$\tau_w = \mu \cdot \frac{\partial u}{\partial y}|_w \quad (2.25)$$

Der Profilverlust kann über Verlustpolaren modelliert werden, welche eine direkte Auswertung der Wandschubspannung umgeht. Hierbei wird der Verlustbeiwert  $\omega$  durch eine Funktion des Inzidenzwinkels, vgl. Abbildung (2.10), beschrieben. Die Grenzen des Betriebsbereiches sind dabei erreicht, wenn der Profilverlust  $\omega$  den doppelten Wert



**Abbildung 2.9:** Grenzschicht auf einem Profil [Bräunling (2014)]

des Auslegungsfalls erreicht  $\omega = 2 \cdot \omega_{ref}$ . Mit gegebener Verlustpolare lässt sich Verlustbeiwert folgendermaßen bestimmen. Für Brustinzidenz ( $i > i_{ref}$ ) wird die Gleichung (2.26) benötigt.

$$\omega = \omega_{ref} \cdot \left(1 + \left(\frac{i - i_{ref}}{i_{min} - i_{ref}}\right)^2\right) \quad (2.26)$$

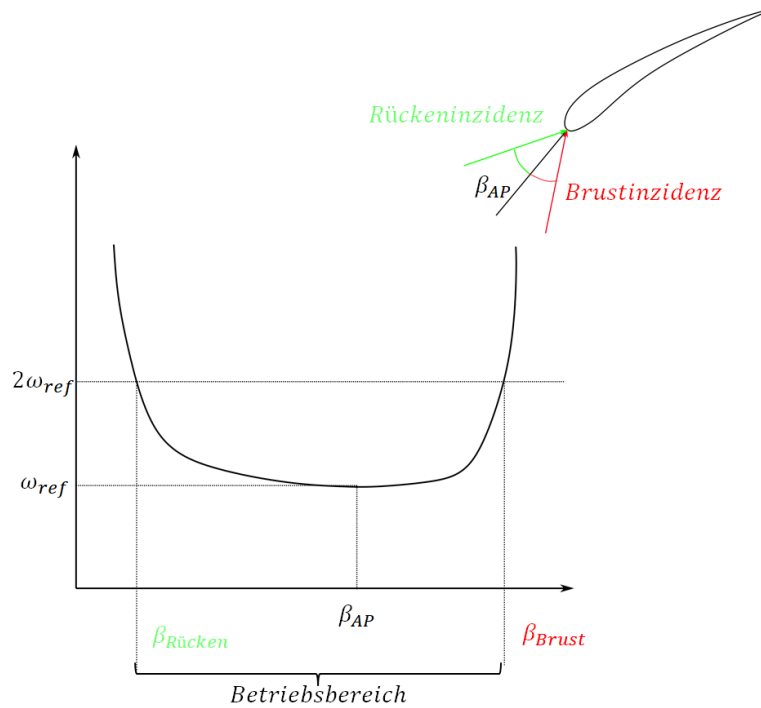
Falls eine Rückeninzidenz ( $i < i_{ref}$ ) vorliegt, wird die Gleichung (2.27) verwendet.

$$\omega = \omega_{ref} \cdot \left(1 + \left(\frac{i - i_{ref}}{i_{max} - i_{ref}}\right)^2\right) \quad (2.27)$$

Die Verlustpolare muss dabei nicht symmetrisch bezüglich der Referenzströmung sein. Häufig stellt sich der Winkelbereich für die Brustinzidenz als kleiner heraus, da sich durch die so erhöhte Umlenkung der Strömung eine stärkere Beschleunigung auf der Saugseite und somit ein erhöhter Geschwindigkeitsgradient einstellt.

Der Referenzbeiwert  $\omega_{ref}$ , bzw. der minimale Profilverlust, kann dabei durch folgende Formel bestimmt werden [Lieblein (1953)].

$$\omega_{ref} = P \cdot \frac{2\sigma}{\cos(\beta_{out})} \quad (2.28)$$



**Abbildung 2.10:** Verlustpolare eines Profils

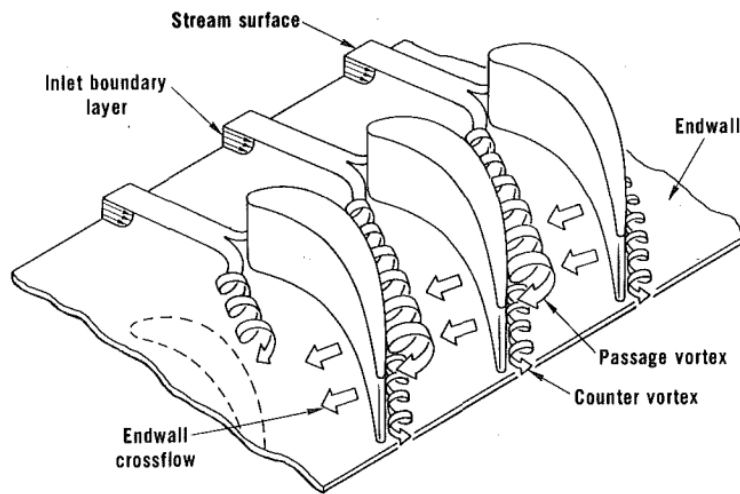
Der minimale Profilverlust ist somit abhängig vom Teilungsverhältnis, bzw. dessen Kehrwert der solidity  $\sigma$ , dem Abströmwinkel  $\beta_{out}$  und einem Verlustparameter  $P$ . Der Verlustparameter wird durch eine quadratische Funktion der Diffusionszahl  $DF$  (vgl. Kapitel (2.5.3)) ausgedrückt [Mönig (2018)].

$$P = 0,016071 \cdot DF^2 - 0,00125 \cdot DF + 0,005 \quad (2.29)$$

### 2.3.2 Seitenwandverlust

Seitenwandverluste beschreiben die durch Grenzschichten der Seitenwände induzierte Druckausgleichsströmung von der Druckseite eines Profils zur Saugseite der angrenzenden Schaufel. Über die Nabe bzw. über die Gehäusewand stellt sich diese Strömung ein, wodurch sich die Grenzschichten des Profils und der Nabe vermischen. Es entsteht ein Wirbel, welcher sich durch den Kanal bewegt und sich schließlich auch mit der Grenzschicht der Saugseite vermischt.





**Abbildung 2.11:** Seitenwandverlust [Langston (1980)]

Vereinfacht lässt sich der durch die Seitenwandreibung verursachte Verlust über folgende Gleichung (2.30) bestimmen [Eftari et al. (2011)]. Hierbei wird das Verhältnis der Sehnenlänge und Schaufelhöhe durch  $\frac{s}{h}$  beschrieben. Für einen Rotor werden die Winkel  $\beta_{in}$  und  $\beta_{out}$  verwendet.

$$\omega_{Rotor} = 0,0146 \cdot \frac{s}{h} \cdot \left( \frac{\cos(\beta_{in})}{\cos(\beta_{out})} \right)^2 \quad (2.30)$$

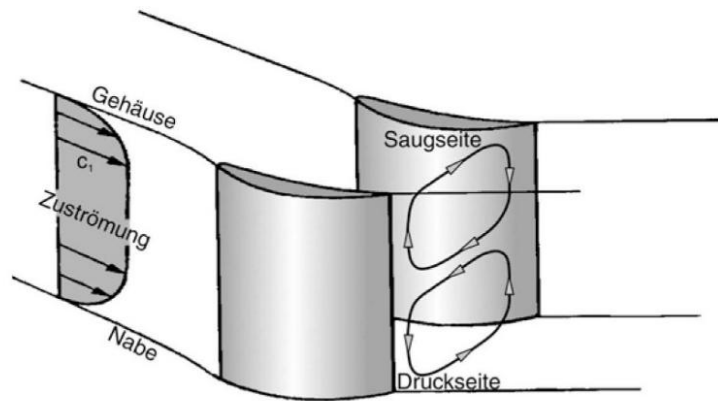
Wird dieser Verlust für einen Stator ausgewertet, so werden die Winkel der Absolutströmung  $\alpha_{in}$  und  $\alpha_{out}$  verwendet.

$$\omega_{Stator} = 0,0146 \cdot \frac{s}{h} \cdot \left( \frac{\cos(\alpha_{in})}{\cos(\alpha_{out})} \right)^2 \quad (2.31)$$

### 2.3.3 Sekundärströmungen

Der im Kapitel (2.3.2) erläuterte Druckgradient, zwischen Druck- und Saugseite benachbarter Profile, ist zusätzlich auch für die Sekundärströmungswirbel zuständig. Obwohl unter dem Begriff der Sekundärströmung alle Strömungskomponenten orthogonal zur Hauptströmungsrichtung verstanden werden, wird in dieser Arbeit der Augenmerk

auf die Wirbel in der Abbildung (2.12) gelegt. Der Druckgradient am Gehäuse bzw. an der Nabe hat eine Strömung von der Druckseite zur Saugseite zur Folge. Um den so induzierten Massenstrom auszugleichen, stellt sich eine Ausgleichsströmung ein, welche Fluid von der Saugseite zur Druckseite befördert. Diese Rückströmung beginnt auf der Hälfte der Schaufelhöhe, wodurch ein Wirbel entsteht. Da dieser Effekt, vor allem für Statoren, am Gehäuse und an der Nabe auftritt, bilden sich in Summe zwei Wirbel mit entgegengesetzter Drehrichtung.



**Abbildung 2.12:** Sekundärströmungswirbel [Bräunling (2014)]

Die durch diese Wirbel entstehenden Verluste werden nach [Templalexis et al. (2011)] mit folgender Approximation berechnet.

Zunächst wird die Umlenkung der Strömung über den mittleren Strömungswinkel  $\bar{\beta}$  bestimmt.

$$\bar{\beta} = \frac{\beta_{in} + \beta_{out}}{2} \quad (2.32)$$

Der Auftriebsbeiwert  $c_L$  des Profils wird mit Hilfe der genannten Winkel und dem Verhältnis aus Sehnenlänge  $s$  und Teilung  $t$  bestimmt.

$$c_L = 2 \cdot \cos(\bar{\beta}) \cdot \frac{t}{s} \cdot (\tan(\beta_{in}) - \tan(\beta_{out})) \quad (2.33)$$

Im nächsten Schritt wird ein Widerstandsbeiwert bezüglich der Sekundärströmungen  $c_d$  definiert. Dieser wird in Abhängigkeit des Auftriebsbeiwertes bestimmt.

$$c_d = 0,018 \cdot (c_L)^2 \quad (2.34)$$

Schlussendlich wird aus den geometrischen Größen  $s$  und  $t$ , den Strömungswinkeln und dem Widerstandsbeiwert ein Verlustbeiwert  $\omega_{sek}$  bestimmt.

$$\omega_{sek} = \frac{s}{t} \cdot \frac{\cos(\beta_{in})^2}{\cos(\bar{\beta})^2} \cdot c_d \quad (2.35)$$

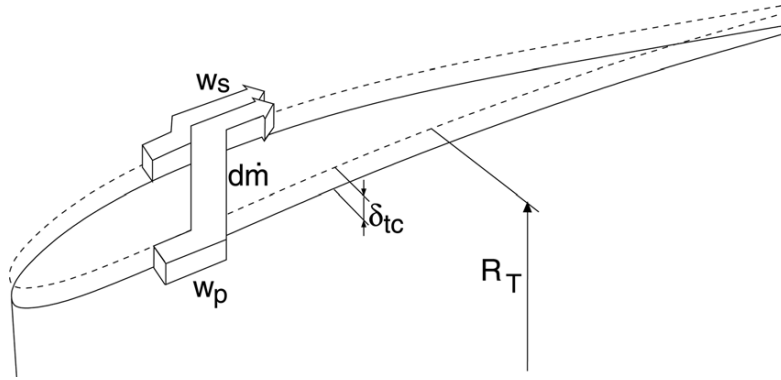
Um den Verlust des Stators zu erhalten, werden die relativen Strömungswinkel  $\beta$  durch absolute Strömungswinkel  $\alpha$  ersetzt.

### 2.3.4 Rotorspaltverluste

Zwischen rotierenden und statischen Bauteilen stellt sich zwangsläufig ein Spalt ein. Unter dem Begriff Rotorspalt wird der Spalt zwischen der Rotorscheaufelspitze und dem Gehäuse des Verdichters verstanden. Aufgrund der Druckdifferenz zwischen Saug- und Druckseite der Schaufel, wird sich ein Massenstrom von der Druck- zur Saugseite einstellen. Der Rotorspalt ist in der Abbildung (2.13) dargestellt. Dabei entsprechen  $w_s$  und  $w_p$  den Relativgeschwindigkeiten auf der Saug- bzw. Druckseite der Schaufel. Die Spalthöhe wird mit  $\delta_{tc}$  bezeichnet und  $R_T$  entspricht dem Radius der Schaufelspitze.

Der sich über den Rotorspalt einstellende Luftmassenstrom erzeugt auf der Saugseite der Schaufel einen Wirbel (vgl. Abbildung (2.14)).

Das von [Banjac et al. (2015)] verwendete Modell der Spaltverluste basiert auf einer Entropieerhöhung der Hauptströmung aufgrund einer verzögerten Strömung auf der Saugseite und durch Mischungsprozesse stromab. Der sich durch die oben beschriebene Druckdifferenz ausbildende Massenstrom lässt sich für jeden Sehnenabschnitt über die Gleichung (2.36) bestimmen. Da sich der Massenstrom nur nahezu in Umfangsrichtung



**Abbildung 2.13:** Darstellung des Spaltmassenstroms (Banjac et al. (2015))

ausbildet wird ein Kalibrierungsfaktor  $C_c = 0,79$  verwendet. Dabei entspricht  $\bar{x}$  einem relativen Abschnitt der Sehnenlänge.

$$d\dot{m} = C_c \delta_{tc} s \sqrt{2\rho\Delta p} \cdot \cos \gamma d\bar{x} \quad (2.36)$$

Die gesamte Entropieerhöhung wird über die Gleichung (2.37) bestimmt.

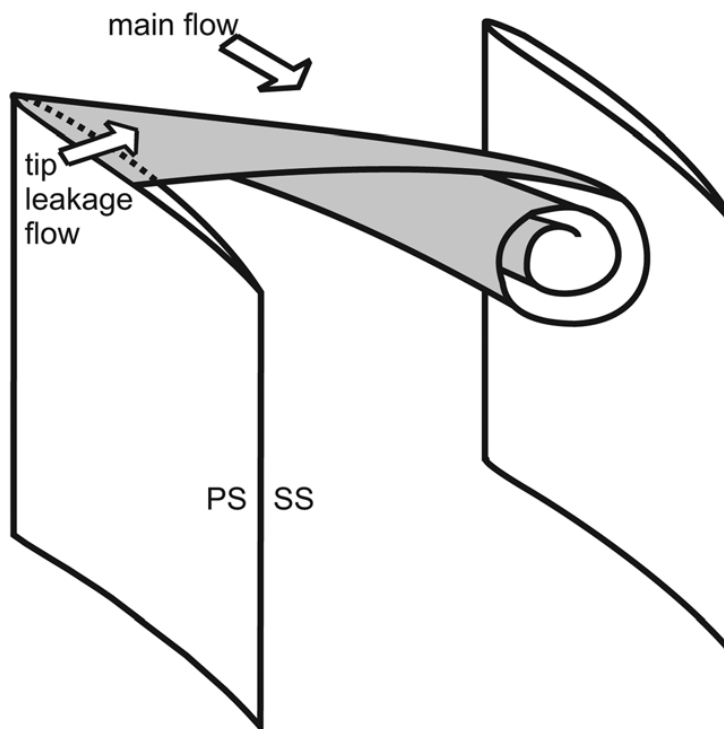
$$T\dot{S} = \int_{\bar{x}=0}^1 w_s (w_s - w_p) d\dot{m} \quad (2.37)$$

Das Einsetzen des Massenstroms ergibt sich folgende Gleichung.

$$T\dot{S} = C_c \delta_{tc} s \cos \gamma \int_0^1 \sqrt{2\rho\Delta p} \cdot w_s (w_s - w_p) d\bar{x} \quad (2.38)$$

Das in der Gleichung (2.38) gegebene Integral lässt sich lösen, indem es abschnittsweise bestimmt und aufsummiert wird. Mithilfe der Entropieerhöhung lässt sich ein kinetischer Verlustbeiwert  $\zeta_{tc}$  berechnen. Dafür wird die Schaufelzahl  $n_b$  benötigt.

$$\zeta_{tc} = \frac{n_b \cdot T\dot{S}}{0,5 \cdot w_1^2 \cdot \dot{m}} \quad (2.39)$$



**Abbildung 2.14:** Rotorspaltwirbel (Fischer et al. (2012))

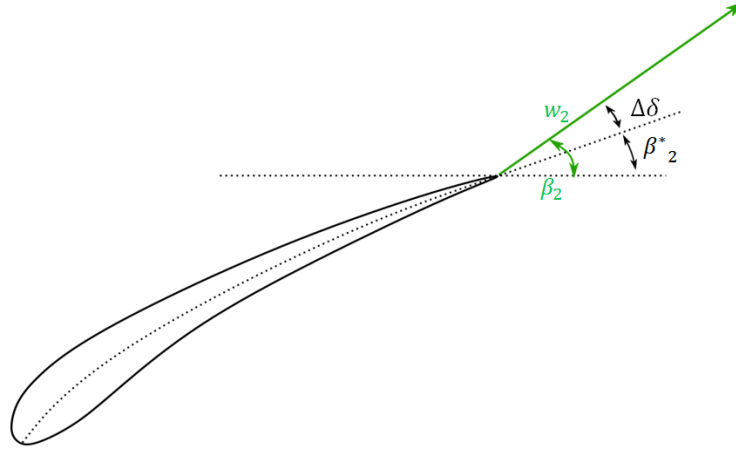
Um den kinetischen Verlustbeiwert in einen Totaldruckverlust umzurechnen, wird ein Ausdruck von [Traupel (1988)] verwendet.

$$\omega_{tc} = \zeta_{tc} \cdot (0,22Ma^{1,9} + 1) \quad (2.40)$$

## 2.4 Minderumlenkung

Wird ein Stufe in einer Strömungsmaschine durchströmt, so erfährt die Strömung eine Umlenkung. Diese Umlenkung ist unter anderem abhängig von der Wölbung des Profils. Es ist jedoch nicht möglich, dass die Strömung der Kontur des Profils komplett folgt, wodurch die Strömung nicht komplett der Wölbung entsprechend umgelenkt wird. Vor allem bei einer großer Teilung, also einem großen Abstand zwischen zwei Profilen, wird die Strömung weniger stark umgelenkt. Die Differenz zwischen dem

Metallwinkel der Schaufel  $\beta_2^*$  und dem realen Strömungswinkel  $\beta_2$  wird als Minderumlenkung  $\Delta\delta$  bezeichnet.



**Abbildung 2.15:** Minderumlenkung am Verdichterprofil

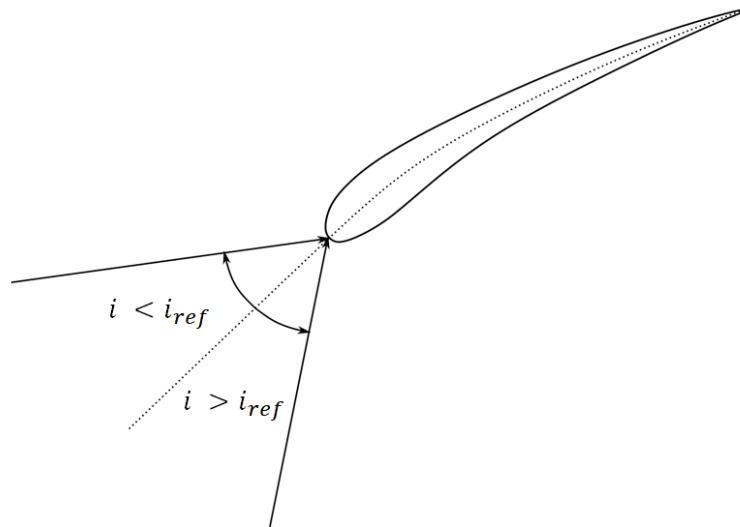
### 2.4.1 Off-Design Minderumlenkung

Wird der Verdichter nicht im Auslegungspunkt betrieben, so werden auch die Profile nicht mit den Winkeln der Auslegung angeströmt. Wie bereits im Kapitel (2.3.1) angewandt, wird die Minderumlenkung in Abhängigkeit der Inzidenz bestimmt. Dabei werden für unterschiedliche Inzidenzbereiche unterschiedliche Berechnungen durchgeführt. Für Inzidenzen größer als die Referenzinzidenz  $i > i_{ref}$  wird eine höhere Umlenkung erreicht, für  $i < i_{ref}$  wird die Strömung weniger umgelenkt.

Die Minderumlenkung lässt sich nach [Mönig (2018)] für  $i > i_{ref}$  nach Gleichung (2.41) und für  $i < i_{ref}$  nach Gleichung (2.42) bestimmen.

$$\Delta\delta_{Off-Design} = (i - i_{ref}) \left[ 1 + \frac{(1 - \frac{d\delta}{di})(i + i_{ref} - 2 \cdot i_{stall})}{2(i_{stall} - i_{ref})} \right] \quad (2.41)$$

$$\Delta\delta_{Off-Design} = \frac{1}{2} \frac{d\delta}{di} \left[ \frac{(i - i_{ref})(i + i_{ref} - 2 \cdot i_{choke})}{i_{ref} - i_{choke}} \right] \quad (2.42)$$



**Abbildung 2.16:** Qualitativer Bereich der Inzidenz

Die Änderung der Deviation mit der Inzidenz  $\frac{d\delta}{di}$  ist dabei eine Funktion des Teilungsverhältnisses. Die Größen  $i_{stall}$  und  $i_{choke}$  entsprechen den Inzidenzen bei denen Strömungsabriss bzw. Sperren auftritt.

### 2.4.2 Minderumlenkung durch den Rotorspalt

Zusätzlich zur Off-Design Minderumlenkung durch eine Inzidenz, bewirkt der Spaltwirbel ebenfalls eine Minderumlenkung (vgl. Abbildung (2.14)). Zur Bestimmung der Minderumlenkung durch einen Rotorspalt wird zunächst die Position des Wirbelkerns in radialer Richtung  $e$  benötigt [Lakshminarayana (1970)].

$$e = 0,14 \cdot \delta_{tc} \cdot \left( \frac{s}{\delta_{tc}} \cdot \sqrt{c_l} \right)^{0,85} \quad (2.43)$$

Dabei entspricht  $\delta_{tc}$  der Spalthöhe,  $s$  der Sehnenlänge und  $c_l$  dem Auftriebsbeiwert des Profils. Die Minderumlenkung wirkt sich nicht gleichmäßig über die Schaufelhöhe aus, sodass eine Abhängigkeit der Minderumlenkung über der Ringraumhöhe zu erwarten ist [Banjac et al. (2015)].

$$\Delta\delta_{Spalt} = \arctan[0,25 \cdot \frac{c_l}{\sigma} \cdot (1 - \frac{y - \delta_{tc}}{e})] \quad (2.44)$$

Diese Gleichung gilt für den Bereich  $e + \delta_{tc} \geq y \geq \delta_{tc}$ , wobei  $y$  der relativen Schaufelhöhe entspricht. Es ergibt sich eine maximale Minderumlenkung durch den Spalt an der Position  $y = \delta_{tc}$ , welche für den Bereich  $y \leq \delta_{tc}$  konstant wird. Für eine radiale Position mit  $y > e + \delta_{tc}$  wird keine zusätzliche Minderumlenkung berücksichtigt.

Bei der hier erläuterten Berechnung wird eine Minderumlenkung für eine 2D-throughflow Rechnung bestimmt, welche sich über der Schaufelhöhe ändert. Um diese Umlenkung in einer 1D Mittelschnittsrechnung nutzen zu können, wird das arithmetische Mittel über der Schaufelhöhe bestimmt [Banjac et al. (2015)].

## 2.5 Stabilitätskriterien

Um Strömungsablösungen und somit Verdichterpumpen zu vermeiden, werden Stabilitätskriterien angewandt. Diese Kriterien Stellen Grenzwerte für bestimmte Größen dar und sollten bei der Auslegung nicht überschritten werden.

### 2.5.1 De Haller

Das De Haller Kriterium, oder auch die De Haller Zahl genannt, beschreibt die maximal zulässige Verzögerung, welche eine Schaufelreihe erzeugen darf. Im Allgemeinen neigen verzögerte Strömungen, aufgrund des positiven Druckgradienten, zu Ablösung. Für die Rotoren des Verdichters, welche sich im Relativsystem befinden, sind somit die Relativgeschwindigkeiten der Strömung von Belangen.

$$\frac{w_2}{w_1} \geq 0,7 \quad (2.45)$$

Für die Statoren gilt der gleiche Grenzwert, bezieht sich jedoch auf die Absolutgeschwindigkeiten.



$$\frac{c_3}{c_2} \geq 0,7 \quad (2.46)$$

In beiden Fällen sollte das Verhältnis der maximalen Verzögerung nicht kleiner als 0,7 werden [Jeschke (2012)].

### 2.5.2 Belastungszahl

Die Belastungszahl beschreibt die maximale Umlenkung und somit den maximalen Drall, die das Profil die in Strömung bringen kann. Dabei wird zwischen Rotoren im Relativsystem (Gleichung (2.47)) und Statoren im Absolutsystem (Gleichung (2.48)) unterschieden.

$$\frac{\Delta w_u}{u} \leq 0,5 \quad (2.47)$$

$$\frac{\Delta c_u}{u} \leq 0,5 \quad (2.48)$$

### 2.5.3 Diffusionszahl

Die Diffusionszahl nach [Lieblein (1953)] kombiniert die Verzögerung und die Belastung der Stufe mit dem Teilungsverhältnis. Sie erzeugt somit eine Verbindung zwischen der Geometrie eines Verdichters mit deren Geschwindigkeitskomponenten. Die Geometrie des Verdichters wird an dieser Stelle durch das Teilungsverhältnis  $t/s$  beschrieben. Für einen Rotor wird die Diffusionszahl gemäß der Gleichung (2.49) definiert.

$$DF = \left(1 - \frac{w_2}{w_1}\right) + \frac{\Delta w_u}{2 \cdot w_1} \cdot \frac{t}{s} < 0,5 \quad (2.49)$$

Analog zur De Haller und Belastungszahl, wird die Diffusionszahl auch für Statoren genutzt. Dazu werden lediglich die Absolut- anstelle der Relativgeschwindigkeiten verwendet.

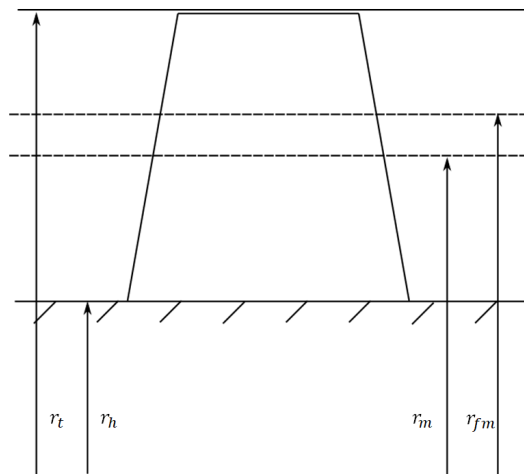
$$DF = \left(1 - \frac{c_3}{c_2}\right) + \frac{\Delta c_u}{2 \cdot c_2} \cdot \frac{t}{s} < 0,5 \quad (2.50)$$

## 2.6 Einführung weiterer Ähnlichkeitskenngrößen

Damit die erzeugten Verdichter im späteren Verlauf besser untereinander verglichen werden können, wird eine alternative Möglichkeit der Eingabe von Inputparametern bereitgestellt.

### Nabenverhältnis

In erster Linie soll in dieser Variante der Eintrittsradius im Mittelschnitt durch das dimensionslose Nabenverhältnis  $htr$  ersetzt werden.



**Abbildung 2.17:** Darstellung verwendeter Radien

Die benötigten geometrischen Größen sind in der Abbildung (2.17) zu erkennen. Hierbei sind insbesondere die Radien an der Naben und an dem Gehäuse von Interesse, da deren Verhältnis das Nabenverhältnis ergeben, Gleichung (2.51).

$$htr = \frac{r_h}{r_t} \quad (2.51)$$

Des Weiteren lässt sich anhand dieser Radien  $r_h$ ,  $r_t$  und der Fläche  $A$  eine weitere Gleichung aufstellen (vgl. Gleichung (2.52)). Die Fläche des Ringausschnittes entspricht dem Querschnitt der Strömungsfläche und ist bekannt, da sich bei einem festen Massenstrom und einem konstanten Eintrittszustand die Querschnittsfläche bestimmen lässt. Diese Gleichung gilt jedoch nur bei senkrechten Flächen, wie die Verdichtereintrittsebene eine ist.

$$A = \pi \cdot (r_t^2 - r_h^2) \quad (2.52)$$

Um den Mittelschnittsradius berechnen zu können wird eine weitere Gleichung benötigt. Hierfür lässt sich dieser Radius als Mittelwert aus Naben- und Gehäuseradius bestimmen.

$$r_m = \frac{1}{2} \cdot (r_t + r_h) \quad (2.53)$$

Insgesamt lässt sich der Radius im Mittelschnitt anhand von ausschließlich bekannten Größen, nach Gleichung (2.54), bestimmen. Wichtig hierbei ist jedoch der Zusammenhang zwischen dem Massenstrom, der Strömungsgeschwindigkeit und der daraus resultierenden Strömungsfläche. Somit wird sich der Mittelschnittsradius bei gleicher Machzahl und konstantem Nabenverhältnis erhöhen, wenn ein größerer Massenstrom für den Auslegungsfall gefordert wird.

$$r_m = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\frac{A}{\pi \cdot (1 - htr^2)}} \cdot (1 + htr) \quad (2.54)$$

### Umfangsgeschwindigkeit im Flächenmittel

Eine weitere Ähnlichkeitskenngröße stellt die Umfangsgeschwindigkeit im Flächenmittel des ersten Rotors  $u_{fm}$  dar. Diese wird dazu genutzt, die Drehzahl als Eingabeparameter durch eine Ähnlichkeits- und Technologiekenngröße zu ersetzen. Für die Radien an der Nabe und am Gehäuse werden erneut die Gleichung (2.52) und (2.53) aus der Berechnung des Nabenverhältnisses verwendet. Zusätzlich wird eine Gleichung

zur Bestimmung des Radius im Flächenmittel  $r_{fm}$  benötigt. Dieser Radius teilt die Ringfläche so auf, dass die halbe Querschnittsfläche oberhalb und die andere Hälfte unterhalb dieses Radius liegt.

$$2 \cdot r_{fm} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot (d_t^2 + d_h^2)} \quad (2.55)$$

Mit einer gegebenen Umfangsgeschwindigkeit  $u_{fm}$  und dem zugehörigen Radius  $r_{fm}$  lässt sich die erforderliche Drehzahl berechnen.

$$N = \frac{u_{fm}}{2\pi \cdot r_{fm}} \quad (2.56)$$

Diese neu eingeführten Ähnlichkeitsgrößen dienen der späteren Mittelschnittsrechnung als Eingabegröße. Die Verwendung dieser Ähnlichkeitsgrößen bietet die Möglichkeit aussagekräftigere Vergleiche zwischen zwei Verdichtern durchzuführen.

### Gemittelte Kennzahlen

Für eine weitere Vergleichbarkeit zwischen Verdichtern werden bekannte dimensionslose Kennzahlen anders definiert, damit eine Stufen unabhängige Betrachtung durchgeführt werden kann. Diese Form der gemittelten Kennzahlen wird von [Grieb (2009)] übernommen.

Zunächst ergeben sich mit den Meridionalgeschwindigkeiten am Verdichtereintritt und -austritt  $c_{m,E}$ ,  $c_{m,A}$  und den Umfangsgeschwindigkeiten im Flächenmittel der gleichen Position  $u_{1,fm,E}$  und  $u_{2,fm,A}$  die Lieferzahlen am Eintritt des ersten Rotors zu

$$\varphi_{E,Gr} = \frac{c_{m,E}}{u_{1,fm,E}} \quad (2.57)$$

und am Austritt des letzten Rotors

$$\varphi_{A,Gr} = \frac{c_{m,A}}{u_{2,fm,A}}. \quad (2.58)$$

Damit wird eine mittlere Lieferzahl bestimmt.

$$\Phi_{Gr} = \frac{1}{2}(\varphi_{E,Gr} + \varphi_{A,Gr}) \quad (2.59)$$

Als Ersatz für die übliche Form der Enthalpiezahl (Gleichung (2.21)) wird eine mittlere Druckziffer verwendet, welche die gesamte Enthalpieumsetzung auf die Summe der quadrierten Umfangsgeschwindigkeiten im Flächenmittel bezieht.

$$\Psi_{Gr} = \frac{2 \cdot \Delta h_{ges}}{\sum_1^Z u_{2,fm}^2} \quad (2.60)$$

Aus den so neu definierten Kennzahlen wird eine Drosselziffer bestimmt.

$$\sigma_{Gr} = \frac{\Psi_{Gr}}{\Phi_{Gr}} \quad (2.61)$$

## 2.7 Spline Parametrisierung

Eine Möglichkeit zur Parametrisierung, insbesondere von Verdichtergeometrien, ist die Verwendung von Splines. In dieser Arbeit wird auf zwei verschiedene Arten von Splines eingegangen, welche beide wenige Eingangsgrößen nutzen um eine glatte Kurve zu beschreiben [Hinz (2012)]. Dabei handelt es sich um Bézier-Kurven und B-Splines bzw. Basis-Splines. Beide nutzen eine Linearkombination von Polynomen und Kontrollpunkten.

### 2.7.1 Bézier-Curves

Die Linearkombination für Bézier Kurven besteht aus den Kontrollpunkten  $\mathbf{b}_k$  und den Polynomen  $B_k^n(t)$ . Die hierfür verwendeten Polynome sind spezielle Bernsteinpolynome [Pöhlmann (2015)]. Dabei ist die Funktion für einen Kurvenparameter  $t \in [0, 1]$  definiert, wobei  $t = 0$  den Anfang der Kurve beschreibt und  $t = 1$  das Ende.

$$\begin{bmatrix} x(t) \\ y(t) \\ z(t) \end{bmatrix} = \sum_{k=0}^n \mathbf{b}_k B_k^n(t) \quad (2.62)$$

Für einen gegebenen Kurvenparameter  $t$  werden die Koordinaten  $x, y$  und  $z$  bestimmt. Die Koordinaten sind abhängig von dem aktuellen Kontrollpunktes und dem zugehörigen Bernsteinpolynom. Allgemein sind Bernsteinpolynome durch folgende Gleichung 2.63 definiert.

$$B_k^n(t) = \binom{n}{k} t^k (1-t)^{n-k} \quad (2.63)$$

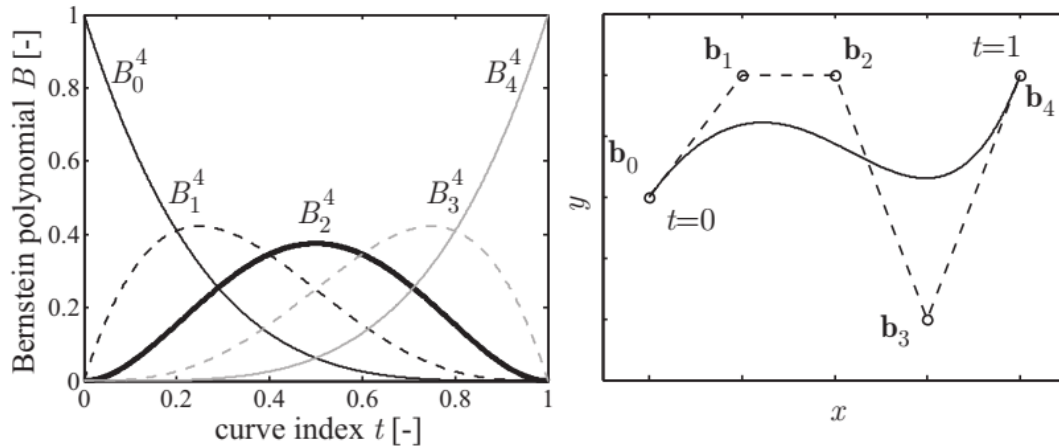
Mit dem Binomialkoeffizienten

$$\binom{n}{k} = \frac{n!}{k!(n-k)!} \quad (2.64)$$

Die Bernsteinpolynome besitzen dabei einige besondere Eigenschaften (Pöhlmann (2015)).

- Die Polynome können negativen Werte annehmen ( $B_k^n(t) \geq 0 \quad \forall t \in [0, 1]$ )
- Die Summe aller Polynome ist eins ( $\sum_{k=0}^n B_k^n(t) = 1$ )
- Am Start- und Endpunkt ( $t = 0$  und  $t = 1$ ) hat das Polynom den Wert eins
- Kurve startet und endet in einem Kontrollpunkt
- Jeder Punkt hat einen Einfluss auf die gesamte Kurve
- Polynomgrad  $n = k - 1$

In der Abbildung (2.18) wird eine Bézier-Kurve mit fünf Kontrollpunkten  $b_k$  und den zugehörigen Bernsteinpolynomen dargestellt.



**Abbildung 2.18:** Bernsteinpolynome,  $n = 4$  und Bézier-Kurve mit fünf Kontrollpunkten [Keskin (2006)]

### 2.7.2 B-Splines

Eine weitere Möglichkeit der Parametrisierung ist die Verwendung von Basis-Splines oder auch B-Splines genannt. Der größte Unterschied zu den Bézier-Kurven ist hierbei, dass nicht jeder Kontrollpunkt die gesamte Kurve beeinflussen kann. Wie schon bei den Bézier-Kurven ergibt sich der erzeugte Spline durch die Linearkombination von Kontrollpunkten und bestimmter Polynome. Die für Basis-Splines verwendeten Polynome sind jedoch keine Bernsteinpolynome, sondern sogenannte Basis-Polynome  $N_k^n$ . Die Koordinaten der Kurve werden über die Gleichung (2.65) bestimmt. Dabei ist  $K$  die Anzahl der Kontrollpunkte.

$$\begin{bmatrix} x(t) \\ y(t) \\ z(t) \end{bmatrix} = \sum_{k=0}^{K-1} \mathbf{b}_k N_k^n(t) \quad (2.65)$$

Die jeweiligen Basispolynome werden über eine rekursives Rechenschema bestimmt. Die dazu benötigten Rechenvorschriften sind in den Gleichungen (2.66) und (2.67) dargestellt.

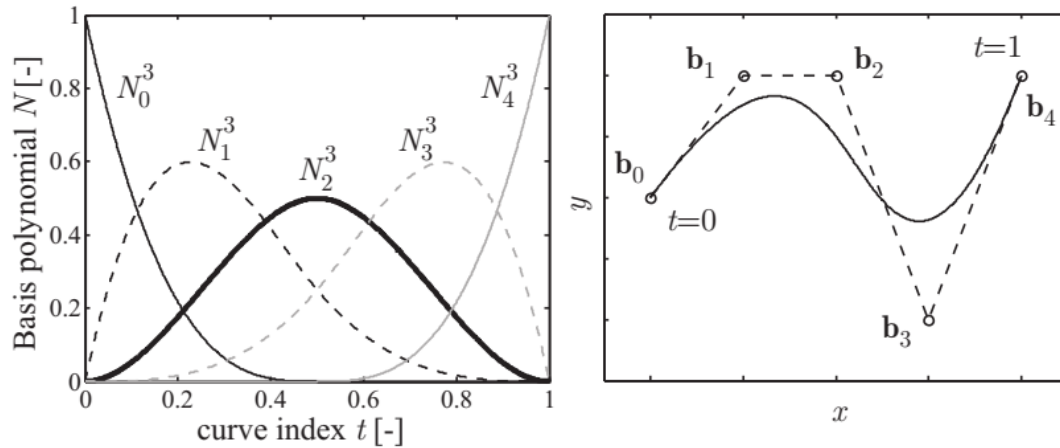
$$N_k^0(t) = \begin{cases} 1, & \text{für } t_k \leq t < t_{k+1} \\ 0, & \text{sonst} \end{cases} \quad (2.66)$$

$$N_k^j(t) = \frac{t - t_k}{t_{k+j} - t_k} N_k^{j-1}(t) - \frac{t - t_{k+j+1}}{t_{k+j+1} - t_{k+1}} N_{k+1}^{j-1}(t) \quad (2.67)$$

Der Einfluss eines jeden Kontrollpunktes auf den resultierenden Spline ist nur dann gegeben, wenn das entsprechende Basispolynom  $N_k^n \neq 0$  ist. Diese Eigenschaft des Polynoms wird durch den Knotenvektor  $\mathbf{t}$  bestimmt.

$$\mathbf{t} = [\underbrace{a, \dots, a}_{n+1}, t_{n+1}, \dots, t_{l-n-2}, \underbrace{b, \dots, b}_{n+1}]^T \quad (2.68)$$

Die Abbildung (2.19) zeigt einen Spline mit 5 Kontrollpunkten und den zugehörigen Basispolynomen. Das Einflussgebiet eines jeden Polynoms wird durch den oben genannten Knotenvektor beschrieben. Für diesen Fall ergibt sich folgender Knotenvektor  $\mathbf{t} = [0, 0, 0, 0, 0.5, 1, 1, 1, 1]^T$ . Das erste Polynom  $N_0$  wird somit nur für einen Kurvenindex von  $t \in [0; 0.5]$  berücksichtigt, für das zweite Polynom  $N_1$  gilt auf  $t \in [0; 1]$ . Das letzte Polynom  $N_4$  wird lediglich im Bereich von  $t \in [0.5; 1]$  verwendet.



**Abbildung 2.19:** Basispolynom,  $n = 3$  und B-Spline mit fünf Kontrollpunkten [Keskin (2006)]



Die Vektorlänge  $l$  und die Anzahl der Kontrollpunkte  $K$  definieren den Grad der Polynome  $n = l - K - 1$ . Maximal kann der Vektor die Länge  $l_{max} = 2K$  haben, wodurch sich ein Polynomgrad von  $n = K - 1$  einstellt. Dadurch besteht der Vektor  $\mathbf{t}$  nur aus den Einträgen  $a$  und  $b$ . Unter diesen Voraussetzungen wird der B-Spline zu einer Beziér Kurve [Pöhlmann (2015)].

Durch die Anwendung von B-Splines, anstelle von Beziér Kurven, ist es sogar möglich Plateaus und spitze lokale Maxima zu erzeugen. Dies ist nur möglich, da die Kontrollpunkte eines B-Splines lediglich einen lokalen Einfluss auf die Kurve haben. Insgesamt hängt der Einfluss der Kontrollpunkte von der Gestalt und der Größe des Knotenvektors ab. Je höher der Polynomgrad ist, desto geringer wird der Einflussbereich eines einzelnen Kontrollpunktes [Pöhlmann (2015)].

## 3 Verwendete Programme

In dieser Arbeit wird ein Programm zur Mittelschnittsrechnung, mit CoMeT (Compressor Meanline Tool) bezeichnet, und eins zur Leistungssyntheserechnung benutzt. Beide werden in der Vorentwurfsumgebung GTlab verwendet und im Folgenden genauer beschrieben. Insbesondere die Mittelschnittsrechnung wird in dieser Arbeit erweitert.

### 3.1 Mittelschnittsrechnung

Im folgenden Abschnitt wird der Ablauf der zu erweiternden Mittelschnittsrechnung dargestellt. Ziel der Rechnung ist es, für jede Schaufelreihe den Ein- und Austrittszustand der Strömung zu bestimmen. Dazu gehören sowohl thermodynamische Größen, wie die Temperatur und der Druck, als auch aerodynamische Größen, z.B. Geschwindigkeiten und geometrische Vorgaben bspw. bezüglich der Strömungsflächen. Die gesamte Rechnung für einen Verdichter setzt sich dabei aus einzelnen Mittelschnittsrechnungen, für jede Schaufelreihe, zusammen. Für die Durchführung der Rechnung werden eine Vielzahl an Eingabegrößen benötigt, welche sich in allgemeine Eintrittsparameter (vgl. Tabelle (3.1)) und Stufenspezifische Eingabewerte (vgl. Tabelle (3.2)) einteilen lassen.

Die allgemeinen Eintrittsparameter bestimmen den thermodynamischen Eintrittszustand der Strömung und geometrische Randbedingungen, wie die Stufenzahl und die Ringraumeinstellungen. Unter den Ringraumeinstellungen wird bspw. ein steigender Strackverlauf über einen konstanten Gehäuseradius festgelegt. Zusätzlich werden dem

| Verdichter Design Parameter        | Einheit |
|------------------------------------|---------|
| Stufenzahl                         | [-]     |
| Massenstrom                        | [kg/s]  |
| Druckverhältnis                    | [-]     |
| Drehzahl                           | [1/min] |
| Thermodynamischer Eintrittszustand |         |
| Temperatur                         | [K]     |
| Druck                              | [Pa]    |
| Machzahl                           | [-]     |
| IGV Einstellungen                  |         |
| IGV Austrittswinkel                | [°]     |
| IGV Axial Geschw. Verhältnis       | [-]     |
| IGV Aspect Ratio                   | [-]     |
| Ringraumeinstellungen              |         |
| Strackverlauf                      | [-]     |
| Radius                             | [mm]    |

**Tabelle 3.1:** Allgemeine Eintrittsparameter der Mittelschnittsrechnung

Eintrittsleitrad besondere Eigenschaften bezüglich der Geometrie und Strömungsumlenkung gegeben.

Die stufenspezifischen Einstellungen werden benötigt, um die Geschwindigkeitsdreiecke zu berechnen und die Geometrie der einzelnen Stufen zu bestimmen. Dazu benötigt jede Stufe die in Tabelle (3.2) aufgelisteten Werte.

Die Bestimmung der Geschwindigkeitsdreiecke wird anhand der Abbildung (3.1) qualitative erläutert. Die grün eingezeichneten Strömungsgrößen werden der Mittelschnittsrechnung vorgegeben. Der thermodynamische Eintrittszustand in die Stufe ist gegeben, wodurch die Absolutgeschwindigkeit  $c_1$  vorausgesetzt wird. Der Absolutwinkel  $\alpha_1$  ist ebenfalls eine Vorgabe und die Umfangsgeschwindigkeit  $u_1$  ist mit dem Mittelschnittsradius und der Drehzahl definiert. Anhand dieser drei Größen lässt sich das gesamte Geschwindigkeitsdreieck am Eintritt in den Rotor berechnen. Die Umfangsgeschwindigkeit am Austritt des Rotors  $u_2$  ist mit dem Radius und der Drehzahl definiert. Die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit  $c_{u,2}$  wird mit der gegebenen Enthalpiezahl

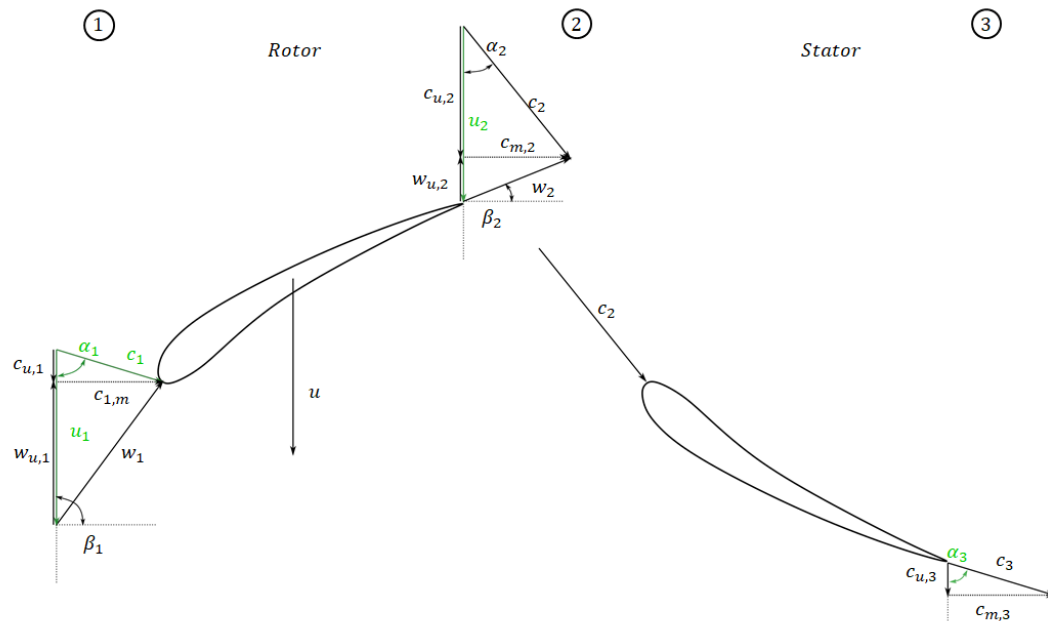
| Stufenspezifische Einstellungen | Einheit |
|---------------------------------|---------|
| Aspect Ratio Rotor              | [-]     |
| Aspect Ratio Stator             | [-]     |
| De Haller Rotor                 | [-]     |
| De Haller Stator                | [-]     |
| Diffusionsfaktor Rotor          | [-]     |
| Diffusionsfaktor Stator         | [-]     |
| Flächenfaktor                   | [-]     |
| Axialer Abstandsfaktor          | [-]     |
| Enthalpiezahl                   | [-]     |
| Austrittswinkel                 | [°]     |

**Tabelle 3.2:** Stufenspezifische Einstellungen

bestimmt  $\psi = \frac{2 \cdot (u_2 c_{u,2} - u_1 c_{u,1})}{u_2^2}$  und die De Haller Zahl liefert den Betrag der Relativgeschwindigkeit  $DH = \frac{w_2}{w_1}$ . Somit ist das gesamte Geschwindigkeitsdreieck am Austritt des Rotors und am Eintritt des Stators festgelegt. Der thermodynamische Zustand der Position 2 wird mittels der Entropiefunktion, welche in [Seydel (2014)] hergeleitet wird, und einem geschätzten polytropen Wirkungsgrad bestimmt. Am Austritt des Stators wird der Strömungswinkel  $\alpha_2$  vorgegeben und zusammen mit der De Haller Zahl des Stators kann der Betrag der Absolutgeschwindigkeit  $c_3$  errechnet werden, wodurch dieses Dreieck komplettiert wird. Die Totaltemperatur wird sich über den Stator nicht verändern, wodurch eine Verwendung der Entropiefunktion nicht benötigt wird. Es wird lediglich ein Totaldruckverlust verwendet.

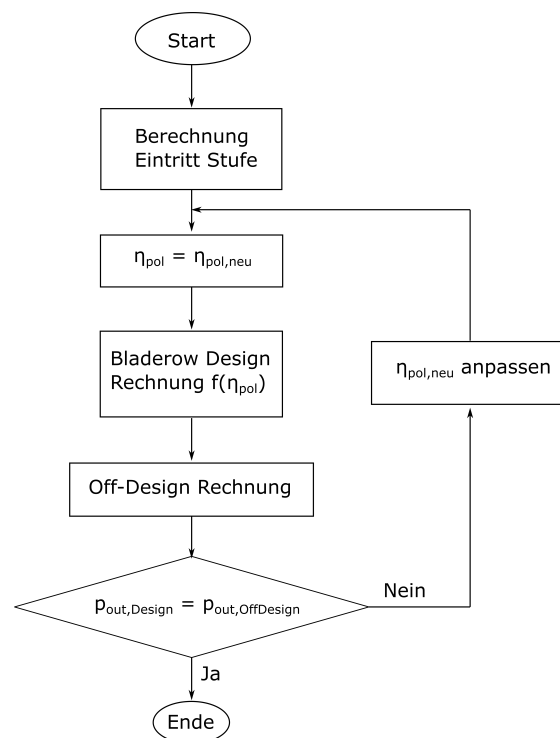
In der Abbildung (3.2) wird der gesamtheitliche Ablauf der Mittelschnittsrechnung genauer erläutert, da dieser nicht nur aus der Bestimmung von Geschwindigkeitsdreiecken besteht sondern auch aus der Berechnung des polytropen Wirkungsgrades für Rotoren und der Berechnung des Totaldruckverlustes für Statoren. Insgesamt wird dieser Prozess für jede Stufe des Verdichters durchgeführt und der Unterschied zwischen Rotoren und Statoren ist die Verwendung des Wirkungsgrades bzw. des Totaldruckverlustes. Aus diesem Grund wird im Folgenden der Ablauf für einen Rotor exemplarisch erläutert.

Zunächst wird der Eintrittszustand der Strömung in die entsprechende Stufe bestimmt, dazu gehören unter anderem Temperatur, Machzahl, Druck und Geschwindigkeit.



**Abbildung 3.1:** Vorgehen zur Bestimmung der Geschwindigkeitsdreiecke

Im nächsten Schritt wird ein polytroper Wirkungsgrad  $\eta_{pol}$  geschätzt. Mit diesem Wirkungsgrad wird eine Design Rechnung für die entsprechende Schaufelreihe durchgeführt, dabei entspricht die Design Rechnung der erläuterten Bestimmung der Geschwindigkeitsdreiecke. Somit sind der thermodynamische Zustand und die Geschwindigkeiten bekannt und es kann die Schaufelgeometrie und Schaufelzahl bestimmt werden [Bullock/Johnsen (1965)]. Dazu werden Werte wie das Teilungsverhältnis, Sehnenlänge und Referenzinzidenz benötigt. Zur Überprüfung des zuvor geschätzten Wirkungsgrades wird eine Off-Design Rechnung, mit dem gleichen Eintrittszustand, durchgeführt. Die Off-Design Rechnung verwendet keinen Wirkungsgrad, sondern wertet die in Kapitel (2.3) erläuterten Verlustmodelle aus, um einen Verlustbeiwert zu bestimmen. Speziell für die Profilverluste werden Korrelationen für Standard NACA-Profile verwendet. Zur Auswertung der Verlustmodelle werden wiederum die Geschwindigkeiten und der thermodynamische Zustand benötigt, Design-Größen wie die De Haller und Enthalpiezahl stehen jedoch nicht zur Verfügung. Bei einer gegebenen Schaufelgeometrie ist es möglich mit der Rothalpie [Brignole (2010)] und empirischen Ansätzen, bzgl. Fehlanströmung und Minderumlenkung, die benötigten Zustände zu bestimmen. Somit lässt sich ein Verlustbeiwert der jeweiligen Schaufelreihe berechnen und damit der Totaldruck hinter



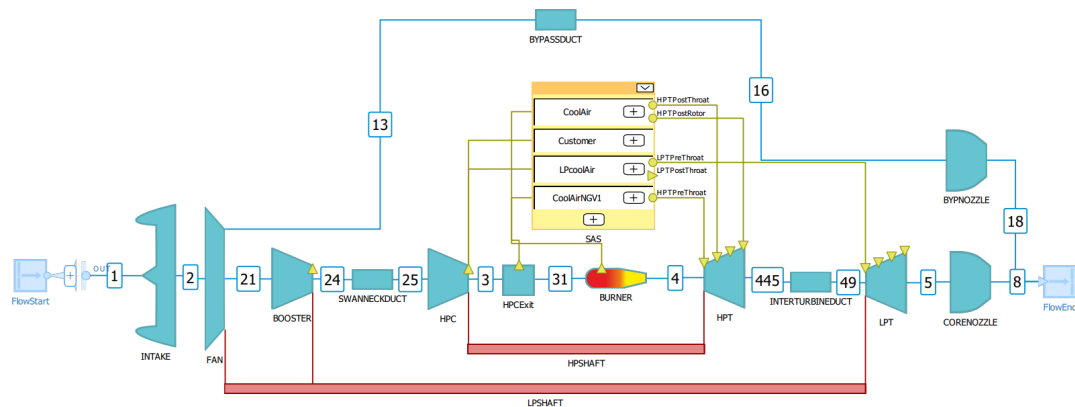
**Abbildung 3.2:** Schaufel Design für einen Rotor

der Schaufel. Würde der zuvor geschätzte polytrope Wirkungsgrad zu den Verlusten passen, so wäre dieser Totaldruck identisch, da die Verluste bestimmend für den Wirkungsgrad sind. Falls dies nicht der Fall ist wird die Kombination aus Design und Off-Design Rechnung, mit einem neu geschätzten Wirkungsgrad wiederholt.

## 3.2 Leistungssyntheserechnung in GTlab

Innerhalb von GTlab wird ein Triebwerk anhand eines Performance-Modells simuliert. Ein solches Modell wird in der Abbildung (3.3) speziell für ein PW1100G dargestellt, da dieses in späteren Kapiteln erneut aufgegriffen wird. Es sind alle für die Leistungsrechnung notwendigen Komponenten, alle Stationen und Strömungspfade zu erkennen. Innerhalb eines solchen Modells werden statische Komponenten, bspw. Einlauf und Bypasskanal, durch einen Druckverlust simuliert. Zur Modellierung des Off-Design Betriebsverhaltens werden Kennfelder der Turbokomponenten, Verdichter und Tur-

bine, hinterlegt. Zusätzlich wird die Brennkammer über eine Treibstoff-Luftverhältnis, einen Wirkungsgrad und Druckverlust approximiert. Die mechanische Verschaltung der Turbokomponenten erfolgt über das Wellen-Modul. Mit Hilfe des Sekundärluftsystem-Moduls können komplexe Sekundärluftströme thermodynamisch modelliert werden.



### Abbildung 3.3: Performance Modell

Insgesamt lässt sich bei der Performance-Rechnung zwischen einer Design- und einer Off-Design-Rechnung unterscheiden. Dabei entspricht die Design-Rechnung dem Auslegungspunkt des Triebwerkes, in dieser Arbeit ist dies der Betriebspunkt Reiseflug "Cruise", da sich das Triebwerk die meiste Zeit in diesem Punkt befindet und somit den meisten Treibstoff verbraucht. Dadurch wird die höchste Treibstoffersparnis bei einem hohen Wirkungsgrad in diesem Betriebspunkt erreicht. Unter Off-Design-Punkte werden alle anderen Betriebspunkte verstanden. Für jede Rechnung wird ein Gleichungssystem, welches zuvor durch die Angabe von Randbedingungen erstellt wurde, gelöst [Becker et al. (2011)].

## Design Rechnung

Um eine Design Rechnung durchführen zu können, wird ein bestimmender Leistungsparameter benötigt. Im Gleichungssystem wird dieser Parameter als abhängige Größe betrachtet, da andere unabhängige Werte innerhalb der Rechnung so bestimmt werden, dass der Leistungsparameter erreicht wird. Ein wichtiger Leistungsparameter ist der vom Triebwerk erzeugte Schub, wodurch dieser als bestimmender Leistungsparameter gewählt wird. Für jede abhängige Größe wird eine unabhängige Größe benötigt.

Diesem unabhängigen Parameter wird ein Startwert und maximale bzw. minimale Grenze zugeteilt. Wird der Schub als bestimmender Leistungsparameter gewählt, so wird in der Regel der Massenstrom als unabhängige Größe eingestellt. Das Gleichungssystem kann somit interpretiert werden als würde der Massenstrom im Triebwerk angepasst, sodass der gewünschte Schub erreicht wird. Neben dem Schub lassen sich weitere Abhängigkeiten für das Gleichungssystem festlegen, wodurch wiederum neue unabhängige Parameter benötigt werden.

Strenggenommen wird für eine Designrechnung kein Verdichterkennfeld benötigt, da lediglich ein Wirkungsgrad und ein Druckverhältnis verwendet wird und das Kennfeld vor allem das Off-Design Verhalten wiedergibt. Diese beiden Werte werden dem Verdichter unabhängig vom Kennfeld zugeteilt. Für den Auslegungspunkt werden die Koordinaten  $\beta$  und  $N_{red,rel}$  für die Navigation im Kennfeld festgelegt. Mit dem Druckverhältnis, Drehzahl, Wirkungsgrad und Massenstrom, welche nicht aus dem Kennfeld stammen, wird das Kennfeld für diese vier Größen skaliert, sodass sich der Auslegungspunkt bei den zuvor festgelegten Koordinaten befindet. Es ergibt sich für jeden dieser vier Größen ein eigener Skalierer, der für das gesamte Kennfeld gilt.

### Off-Design-Rechnung

Für eine Off-Design-Rechnung werden die Kennfelder der Turbokomponenten benötigt, da diese das Verhalten der jeweiligen Komponenten in Betriebspunkten abseits der Auslegungsbedingungen beschreiben. Innerhalb des Verdichterkennfeldes werden Punkte über die Koordinaten  $\beta$  und  $N_{red,rel}$  definiert. Um einen Off-Design-Punkt rechnen zu können, werden Randbedingungen vorgeben. Diese Randbedingungen beschreiben den jeweiligen Betriebspunkt bzw. die Umgebungsbedingungen unter denen das Triebwerk betrieben wird. Hierbei sind vor allem die Flughöhe, Flugmachzahl und Außentemperatur von Bedeutung. Wie bereits in der Design-Rechnung, werden Leistungsparameter zur Lösung des Gleichungssystems benötigt. In dieser Arbeit wird erneut der Triebwerksschub verwendet. Zur Berechnung des Betriebspunktes werden nun für jede Turbokomponente die Kennfeldkoordinaten, für die Brennkammer das Treibstoff-Luftverhältnis und der Massenstrom durch das gesamte Triebwerk variiert, bis der geforderte Schub erreicht wird.



## 4 Erweiterung der Mittelschnittsrechnung

Ziel dieser Arbeit ist es, das zuvor beschriebene Mittelschnittsverfahren dahingehend zu erweitern, sodass Splines zur Parametrisierung von Eingabegrößen verwendet werden. Somit liegt eine Verdichtergeometrie in dimensionsloser Form parametrisiert vor und kann auf sich ändernde Randbedingungen angepasst werden.

### 4.1 Spline-basierte Auslegung

Die ursprüngliche Mittelschnittsrechnung setzt eine Vorgabe des Strackverlaufs voraus. Häufig werden in der Verdichtervorauslegung lineare Strackverläufe angenommen, wodurch die Radien des Ringraumes festgelegt werden. Dieser lineare Verlauf resultiert bspw. aus der Annahme eines konstanten Außenradius, wodurch sich Innen- und Mittelradius ergeben. In realen Triebwerksverdichtern werden jedoch keine linearen Verläufe sondern vielmehr geschwungene Formen umgesetzt. Um dieses Effekt bereits bei der Mittelschnittsrechnung zu berücksichtigen, wird der Strackverlauf durch einen Spline, welcher den Radiusverlauf im Mittelschnitt beschreibt, ersetzt. Somit kann jeder Schaufelkante des Verdichters einen unterschiedlichen Mittelradius besitzen, der über den Spline festgelegt wird. Zusätzlich zum Mittelschnittsradius werden weitere geometrische Größen parametrisiert (vgl. Abschnitt (4.1.2)). Diese parametrisierten Größen werden aus einer Referenz, bspw. einer existierenden Verdichtergeometrie, extrahiert, um jeweils ähnliche Verdichter bei kleinen Parameteränderungen zu erzeugen.

Anhand des Mittelschnittsradius wird bspw. für den Referenzverdichter an jeder axialen Position der entsprechende Radius ausgelesen. Mit diesen Radien und der relativen axialen Position, wird der Spline für den Mittelschnittsradius erzeugt. Die auf diese Weise erzeugten Splines aller geometrischen Daten sind allgemein für jeden folgenden Verdichter identisch und somit auch unabhängig von der Stufenzahl. Die Splines sind allgemein über einer dimensionslosen Koordinate aufgetragen, welche der relativen Verdichterlänge entspricht.

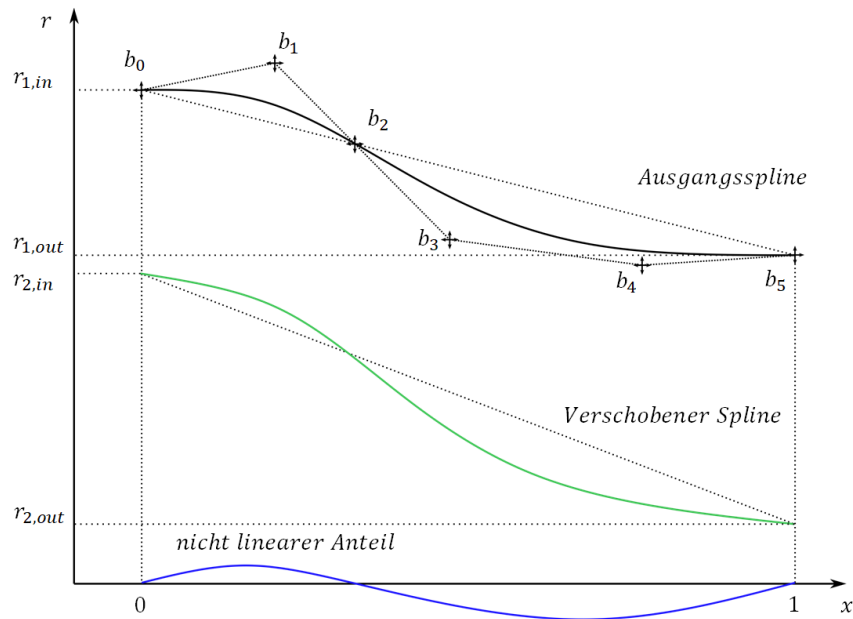
### 4.1.1 Darstellung von Splines

Im allgemeinen liegen Splines in einer dimensionslosen Form vor. Sie sind somit auf einem Bereich von  $x \in [0, 1]$  definiert, wobei  $x = 0$  den Verdichtereintritt und  $x = 1$  den Verdichteraustritt beschreiben. Die Splines sind daher auf der gesamten Verdichterlänge gültig und werden auf die axiale Länge des Verdichters angepasst. Eine solche Ausgangskurve ist qualitativ in der Abbildung (4.1), anhand des Mittelschnittsradius, dargestellt.

Die verwendeten Splines werden aus einem Referenzverdichter entnommen und können demnach aus Triebwerken einer anderen Schubklasse stammen. Wird nun anhand dieser Splines ein neuer Verdichter, mit anderer Schubanforderung bzw. Massendurchsatz ausgelegt, so wird u.U. der initiale Eintritts- oder Austrittsradius nicht zu der neuen Anforderung passen. Insgesamt wird die qualitative Form der Kurve weiterhin verwendet, wofür der Spline am Start- und Endpunkt verschoben wird. Diese Anpassung ist in der Abbildung (4.1) für einen Spline mit 6 Kontrollpunkten dargestellt.

Für diese Verschiebung wird der Spline zunächst in einen linearen und einen nichtlinearen Anteil aufgeteilt. Der lineare Anteil wird durch eine Gerade zwischen dem Start- und Endpunkt der Kurve abgebildet. Die Differenz zwischen der erzeugten Gerade und dem Spline wird als nichtlinearer Anteil bezeichnet, welcher in der Abbildung somit bei  $r = 0$  beginnt und endet. Nun ist es möglich den nichtlinearen Anteil zu einer neuen Gerade zu addieren. Diese neue Gerade wird über zwei neue Radien,  $r_{2,in}$  und  $r_{2,out}$ , bestimmt. Der neue verschobene Spline besitzt nun denselben qualitativen Verlauf des

Ausgangssplines, jedoch mit einem unterschiedlichen Start- und Endwerte. Damit der qualitative Verlauf nicht zu stark verfälscht wird, wird von einer zu hohen Änderung der Start- und Endwerte abgesehen. Insbesondere durch einen Vorzeichenwechsel in der Steigung des linearen Anteils wird sich der qualitative Verlauf stark ändern.



**Abbildung 4.1:** Anpassung der Start- und Endwerte eines Splines

### 4.1.2 Verwendete parametrische Größen

Obwohl in den vorherigen Kapiteln hauptsächlich der Mittelschnittsradius als Beispiel für die verwendeten Splines benutzt wurde, werden für die erweiterte CoMeT-Rechnung weitere geometrische Kurven benötigt. Diese Kurven sind ebenfalls einer vorhandenen Verdichtergeometrie zu entnehmen oder können auf Erfahrungswerten basieren. Durch die erstellten Kurven wird ein Großteil des Verdichters bereits geometrisch bestimmt. Dabei wird zwischen Splines und abschnittsweise interpolierten Kurven unterschieden. Bei den interpolierten Kurven werden äquidistant für eine dimensionslose  $x$ -Koordinate die entsprechenden geometrischen Größen aufgetragen. Die dimensionslose Koordinate entspricht der relativen Verdichterlänge und zwischen den Einträgen wird die

geometrische Größe interpoliert. Die verwendeten parametrisierten Größen sind der Tabelle (4.1) zu entnehmen.

| <b>Splines</b>                 | <b>Einheit</b> |
|--------------------------------|----------------|
| Mittelschnittsradius           | [-]            |
| Kanalhöhe                      | [-]            |
| <b>Interpolationen</b>         |                |
| Schaufelhöhenverhältnis Rotor  | [-]            |
| Schaufelhöhenverhältnis Stator | [-]            |
| Pre Gaps                       | [-]            |
| Post Gaps                      | [-]            |
| Winkel Vorderkante Rotor       | [°]            |
| Winkel Vorderkante Stator      | [°]            |
| Taper Ratio Rotor              | [-]            |
| Taper Ratio Stator             | [-]            |

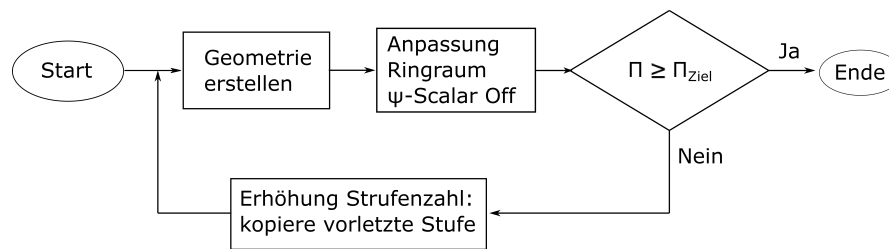
**Tabelle 4.1:** Benötigte Parametrisierung der Erweiterung

## 4.2 Konzept der erweiterten Mittelschnittsrechnung

Das Konzept für die Umsetzung der Erweiterung des Verfahrens zur Mittelschnittsrechnung basiert auf der Verwendung einer Verdichtergeometrie, welche sowohl die Eingabeparameter als auch die vorgegebenen Splines verwaltet. Mit den Splines und den Eingabeparametern wird eine Verdichtergeometrie erzeugt anhand derer die Mittelschnittsrechnung durchgeführt wird. Zu Beginn enthält die Verdichtergeometrie keine Informationen bspw. bezüglich Metall- oder Strömungswinkel, da lediglich die Eingabegrößen zur Verfügung stehen. Diese Informationen werden sukzessive beim Durchlaufen der Rechnung bestimmt. Informationen zu Strömungsflächen und Radien stehen jedoch wohl zur Verfügung, da diese implizit in den Splines vorhanden sind. Zusätzlich ist es möglich die Splines während der Rechnung zu bearbeiten oder neu zu erstellen.

### Bestimmung der Stufenzahl

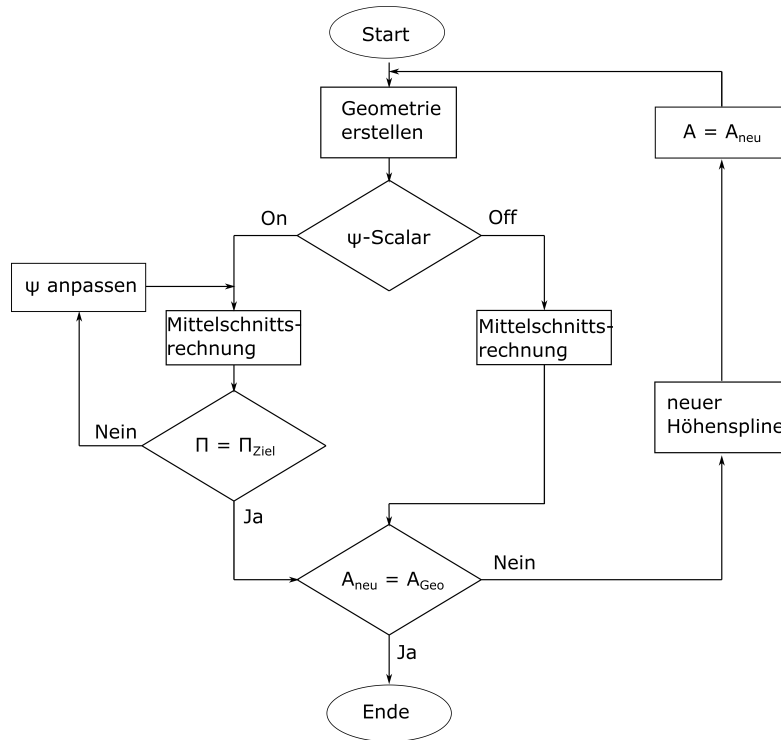
Zunächst wird überprüft, ob das geforderte Druckverhältnis mit der vorgegeben Stufenzahl erreichbar ist (vgl. Abbildung (4.2)). Hierfür wird zunächst mit den initialen Vor-

**Abbildung 4.2:** Bestimmung der Stufenzahl

gaben und Splines eine Verdichtergeometrie erzeugt. Anhand dieser Geometrie wird eine Mittelschnittsrechnung mit Ringraumanpassung durchgeführt, wodurch der Zustand der Strömung hinter dem Verdichter bestimmt wird. Die Ringraumanpassung wird in einem folgenden Abschnitt genauer erläutert. Die Ringraumanpassung wird an dieser Stelle ohne eine " $\psi$ -Skalierung" durchgeführt. Die genaue Bedeutung hinter dieser Bezeichnung wird im späteren Verlauf deutlich, zu diesem Zeitpunkt genügt es jedoch, diesen Schritt als Mittelschnittsrechnung mit Ringraumanpassung zu interpretieren. Nach beendeter Rechnung wird das erreichte Druckverhältnis mit dem vorgegeben Druckverhältnis verglichen. Wird ein geringeres Druckverhältnis erreicht, so benötigt der Verdichter mehr Stufen, um es zu erzielen. Eine Erhöhung der Stufenbelastung durch eine erhöhte Enthalpiezahl ist an dieser Stelle nicht möglich, da die zu Beginn eingegebene Enthalpieumsetzung als Maximum interpretiert wird. Damit nun das geforderte Druckverhältnis erreicht werden kann, wird die Stufenzahl des Verdichters erhöht, wobei die geometrischen Eigenschaften der vorletzten Stufe für die neue Stufe verwendet werden. In der Regel werden an die letzte Stufe besondere Anforderungen gestellt, wie z.B. eine drallfreie Abströmung, wodurch sich eine Kopie dieser Stufe nicht eignet. Mit erhöhter Stufenzahl wird nun ein neuer Verdichter erzeugt, da sich auch die Geometrie der vorherigen Stufen ändert, wenn die bestehenden Splines nicht verändert werden. An diesem neuen Verdichter wird erneut eine Mittelschnittsrechnung durchgeführt und das erreichte Druckverhältnis überprüft. Dieser Prozess wird wiederholt, bis der Verdichter das Zieldruckverhältnis erreicht oder überschreitet. Da nun sichergestellt wurde, dass der Verdichter genügend Druck erzeugt, wird die Mittelschnittsrechnung mit Anpassung der Ringraumgeometrie und Skalierung der Enthalpiezahl durchgeführt.

### Anpassung des Ringraumes

Das entsprechende Schaubild zur Anpassung des Ringraumes wird in der Abbildung (4.3) dargestellt.



**Abbildung 4.3:** Anpassung des Ringraumes

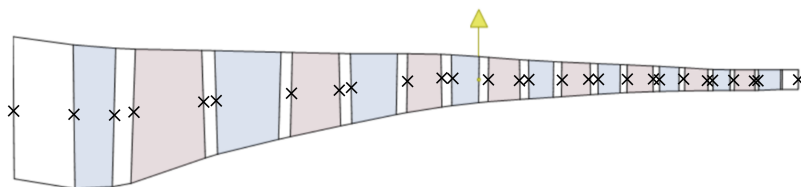
Zur Anpassung der Ringraumgeometrie werden zwei Varianten verwendet, wobei eine Variante die Enthalpiezahlen der Stufen skaliert und die andere keine Skalierung durchführt. Die Möglichkeit ohne eine  $\psi$ -Skalierung wird bei der Bestimmung der benötigten Stufenzahl verwendet. Hierbei wird die Ringraumanpassung lediglich für die maximale Enthalpieumsetzung durchgeführt. Das Ziel einer Skalierung der Enthalpiezahl ist es, das geforderte Druckverhältnis genau zu erreichen. Hierbei wird nach einer Mittelschnittsrechnung das erzeugte Druckverhältnis mit dem Zieldruckverhältnis verglichen. Ohne eine Skalierung wird ein höheres Verhältnis erreicht, weswegen eine Skalierung lediglich in einem Intervall von  $\psi_{Skalierer} \in [0, 7; 1, 0]$  angewendet wird. Damit die qualitative Verteilung der Enthalpieumsetzung über den Stufen erhalten bleibt, wird die Enthalpiezahl  $\psi$  jeder Stufe mit dem  $\psi_{Skalierer}$  multipliziert. Es wird

somit ein passender Skalierer gesucht, damit das erreichte Druckverhältnis dem Ziel-druckverhältnis, bis auf eine vorgegebene Toleranz, entspricht.

Die Ringraumgeometrie wird iterativ angepasst. In jedem Durchlauf der Mittelschnittsrechnung werden Strömungsflächen für jede Schaufelreihe ermittelt. Die Flächen müssen nicht mit den im Vorhinein erzeugten Flächen der Geometrieerzeugung übereinstimmen. Stimmen diese Flächen nicht überein, so wird aus den in der Mittelschnittsrechnung bestimmten Flächen ein neuer Spline der Ringraumhöhe erstellt. Dieser Vorgang wird wiederholt, bis die Austrittsfläche des Verdichters konvergiert ist. Dabei wird die Austrittsfläche der erstellten Geometrie mit der berechneten Austrittsfläche der Mittelschnittsrechnung verglichen.

### Erstellung des Splines der Ringraumhöhe

Unabhängig von einer optionalen  $\psi$ -Skalierung werden die Flächen des Ringraumes des Verdichters angepasst. Hierfür wird nach der Mittelschnittsrechnung die so berechnete Austrittsfläche der letzten Stufe mit der Austrittsfläche der zuvor erstellten Verdichter-geometrie verglichen. Ergebnis der aerodynamischen Berechnung des Mittelschnitts ist ein neuer Höhenverlauf. Es wird ein neuer Spline, welcher den Kanalhöhenverlauf beschreibt erzeugt und bei der nächsten Iteration zur Geometrieerzeugung genutzt. Am Beispiel eines 8 Stufigen Hochdruckverdichters werden zur Erstellung des neuen Splines die in der Abbildung (4.4) verwendeten Positionen verwendet.



**Abbildung 4.4:** Punkte für die Erstellung des Splines der Kanalhöhe

Zu den verwendeten Positionen gehören zunächst der Ein- und Austritt des gesamten Verdichters. Falls ein IGV vorhanden ist, wird dessen Vorder- und Hinterkante verwendet. Des Weiteren wird von jeder Stufe die Vorder- und Hinterkante des Rotors und die Vorderkante des Stators einbezogen. Aus Gründen der Konvergenz zur Erstellung des Splines werden für jede Stufe nur drei Punkte verwendet. Jeder markierte

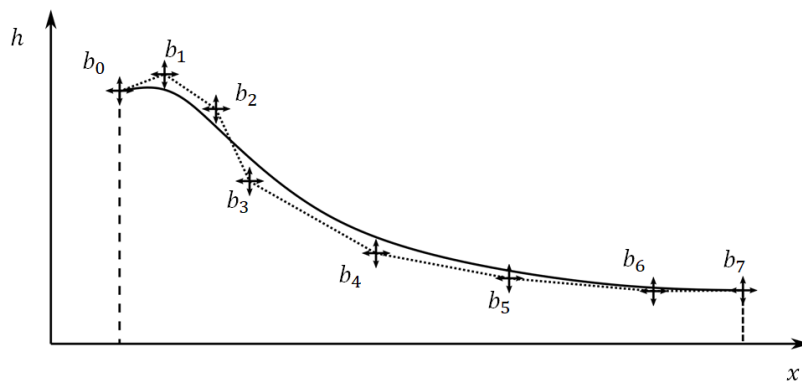
Punkte besitzt somit eine Axiale Koordinate  $x$  und eine Ringraumhöhe  $h_x$ . Die Mittelschnittsrechnung liefert jedoch keine Ringraumhöhe, sondern lediglich Querschnittsflächen.

$$A_x = \dot{m} \cdot \frac{1}{\rho_x \cdot c_x} \quad (4.1)$$

Durch den gegebenen Mittelschnittsradius und der berechneten Fläche, wird die Ringraumhöhe bestimmt. Dabei wird die Gleichung der Mantelfläche eines Kegelstumpfes verwendet.

$$h_x = \frac{A_x}{\pi \cdot r_{mx} \cdot 2} \quad (4.2)$$

Somit sind nun für jeden Punkt sowohl die  $x$ -Koordinate als auch die Ringraumhöhe bekannt. Mit diesen Punkten wird nun ein neuer Spline erstellt. Weitere Vorgaben sind der Polynomgrad  $n = 3$  und die Anzahl von Kontrollpunkten  $\sum_{i=0}^{N_{St}-1} b_i$  welche der Stufenzahl des Verdichters entspricht. Die Abbildung (4.5) zeigt einen solchen qualitativen Verlauf des Höhensplines mit 8 Kontrollpunkten. Der geringe Anstieg zu Beginn der Kurve ist der Tatsache geschuldet, dass sich Fläche vom Eintritt des Verdichters zum Eintritt in das IGV nicht verändert, der Mittelschnittsradius sich jedoch verringert.

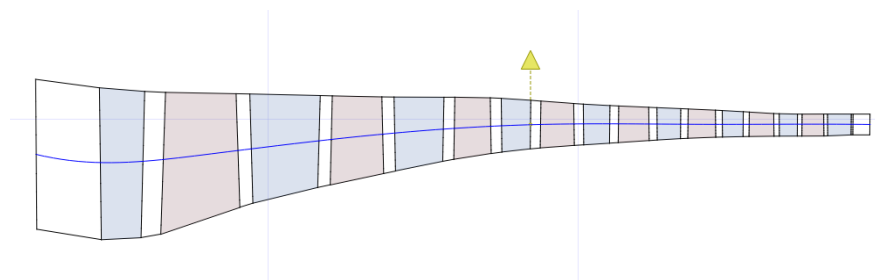


**Abbildung 4.5:** Spline der Kanalhöhe mit acht Kontrollpunkten



## 5 Bewertung der Erweiterung

Zur Bewertung der Erweiterung des CoMeT dahingehend, dass Splines als Eingabeparameter zur Beschreibung des Strackverlaufs verwendet werden können, wird die erweiterte Mittelschnittsrechnung durchgeführt und mit einem nachmodellierten Verdichter verglichen. Bei dieser Nachmodellierung handelt es sich um den Hochdruckverdichter eines Pratt & Whitney 1100G Triebwerks. Die Nachmodellierung wurde im Rahmen des Projektes PERFECT am DLR durchgeführt und es wurde eine 2D-Throughflow-Rechnung verwendet [Schnoes/Nicke (2017)]. Das verwendete Tool dazu ist ACDC (Advanced Compressor Design Code). Dies ist ein am Institut für Antriebstechnik entwickelte Software, die mittels Stromlinienkrümmungsverfahren Verdichterströmungen berechnet und über eine Profildatenbank geeignete Designs für die Beschau felung bestimmt. Die Nachmodellierung dieser Triebwerkskomponente wird in der Abbildung (5.1) in 2D gezeigt. Es handelt sich um einen 8-Stufigen Verdichter mit einem Druckverhältnis von  $\Pi = 12,69$  und einer Designdrehzahl von  $N = 294,4 \frac{1}{s}$ . Anhand dieser zweidimensionalen Darstellung lassen sich alle benötigten Splines (vgl. Tabelle 4.1) bestimmen.



**Abbildung 5.1:** Nachauslegung des HPC des PW1100G Triebwerks mit ACDC

Ein geometrischer Vergleich dieser Erweiterung ist jedoch nicht ausreichend. Von besonderem Interesse sind die thermodynamischen und aerodynamischen Größen. Bedauerlicherweise stehen viele dieser Werte der Öffentlichkeit nicht zur Verfügung. Aus diesem Grund wurde von einer Nachmodellierung durch die Mittelschnittsrechnung eines realen Verdichters mit experimentellen Daten abgesehen. Der Nachfolgende Vergleich ist nicht als Validierung zu verstehen, sondern dient der Überprüfung der CoMeT-Erweiterung auf numerische Funktionalität und physikalische Plausibilität. Erforderlich für einen Vergleich wären neben den fehlenden Eingabegrößen auch Strömungsgrößen an spezifischen Stellen des Verdichters, welche durch den nachmodellierten Verdichter an jeder Stelle zur Verfügung stehen. Da es sich jedoch um eine zweidimensionale Rechnung handelt, kann keine einfache Übertragung dieser Größen auf eine eindimensionale Rechnung stattfinden. Dazu werden alle Werte der 2D-Rechnung über den Massenstrom gemittelt, wodurch sich Strömungsgrößen einer 2D-Rechnung mit Strömungsgrößen einer 1D-Rechnung vergleichen lassen. Es ist zu beachten, dass während der Auslegungsrechnung mittels ACDC eine Datenbank mit modernen Verdichtersprofilen verwendet wurde, während die Mittelschnittsrechnung Standard-NACA-Profile nutzt [Bullock/Johnsen (1965)]. Des Weiteren wird für die ACDC-Rechnung die Annahme eines idealen Gases getroffen, wodurch ein konstanter Isentropenexponent  $\kappa = 1,4$  und eine konstante Wärmekapazität  $c_p = 1,005 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$  verwendet werden. Die Mittelschnittsrechnung hingegen nutzt ein Realgasmodell. An dieser Stelle wird ausschließlich der Reiseflug (Cruise) betrachtet, da dieser als Auslegungspunkt bei der Nachmodellierung des Triebwerks genutzt wurde. Im ersten Schritt sind somit nur die Strömungsgrößen in diesem Betriebspunkt von Interesse. Insgesamt handelt es sich bei der ACDC-Rechnung um eine höherwertige Rechnung, welche eine erheblich höhere Rechenzeit benötigt aber auch genauere Ergebnisse erwarten lässt. In der Mittelschnittsrechnung können zwei- oder dreidimensionale Strömungseffekte nur sehr schwierig über bestimmte Modelle betrachtet werden, wohingegen eine ACDC-Rechnung im Bereich der zweidimensionalen Effekte einen Vorteil besitzt. Insgesamt bietet der Vergleich einer Mittelschnittsrechnung mit einer ACDC-Rechnung einige Vorteile bezüglich der Zugänglichkeit von Strömungsgrößen. Diese sollten genügen, um Tendenzen bestimmter Effekte bewerten zu können.

Die folgende Tabelle (5.1) zeigt die für die Mittelschnittsrechnung verwendeten Eingabegrößen

für den Betriebspunkt Cruise, welche aus der Throughflow-Rechnung durch Massenstrommittlung abgeleitet wurden. An dieser Stelle wird für die Auslegungsrechnung sowohl eine Drehzahl als auch Radien am Ein- und Austritt vorgegeben.

| <b>Verdichter Design Parameter</b>        | <b>Wert</b> | <b>Einheit</b> |
|---|-------------|----------------|
| Stufenzahl                                | 8           | [-]            |
| Massenstrom                               | 18,41       | [kg/s]         |
| Druckverhältnis                           | 12,69       | [-]            |
| Drehzahl                                  | 17666       | [1/min]        |
| <b>Thermodynamischer Eintrittszustand</b> |             |                |
| Temperatur                                | 369,98      | [K]            |
| Druck                                     | 112327      | [Pa]           |
| Machzahl                                  | 0,50        | [-]            |
| <b>Geometrische Größen</b>                |             |                |
| Radius Eintritt                           | 177,3       | [mm]           |
| Radius Austritt                           | 196,4       | [mm]           |

**Tabelle 5.1:** Verwendete Eingabegrößen Reiseflug

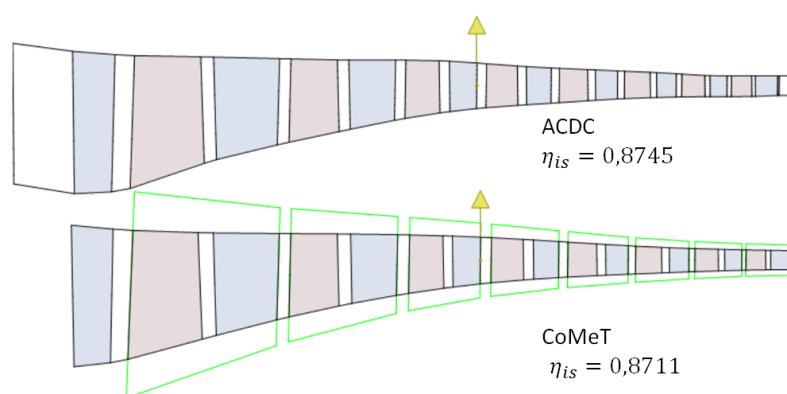
Zusätzlich zu dem Eintrittszustand und zu geometrischen Randbedingungen des Verdichters werden für jede Verdichterstufe weitere Kennzahlen (vgl. Tabelle (3.2)) benötigt. Diese sind notwendig, um die entsprechenden Geschwindigkeitsdreiecke und die zugehörige Arbeitsumsetzung zu bestimmen. Die hierfür verwendeten Kennzahlen werden in der Tabelle (5.2) dargestellt und sind, abgesehen vom Strömungswinkel, dimensionslos, um einen Vergleich der Ergebnisse zu anderen Verdichtern zu gewährleisten. Häufig in einer Mittelschnittsrechnung angenommene Vereinfachungen, wie eine konstante Meridionalgeschwindigkeit, konstante Umfangsgeschwindigkeiten und eine axiale Abströmung hinter jeder Stufe, gelten hierbei nicht. Anhand der hier gezeigten Kennzahlen lässt sich der Strömungszustand, die Umlenkaufgabe jeder Schaufelreihe und die auftretenden Verluste bestimmen. Auch diese Kennzahlen werden aus einer Massenstrommittlung der Throughflow-Ergebnisse gewonnen. Damit ein sicherer Verlauf der Rechnung garantiert wird, werden die maximalen Enthalpiezahlen 5% höher als in der ACDC-Rechnung gewählt. Die von der ACDC-Rechnung bestimmten En-

thalpiezahlen resultieren in genau dem vorgegebenen Druckverhältnis, werden nun in der Mittelschnittsrechnung höhere Verluste bestimmt, so würde der Verdichter das Druckverhältnis nicht mehr erreichen.

| Stufen                       | 1     | 2     | 3     | 4     | 5     | 6     | 7     | 8     |
|------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| De Haller Rotor [-]          | 0,724 | 0,713 | 0,700 | 0,700 | 0,704 | 0,704 | 0,711 | 0,701 |
| De Haller Stator [-]         | 0,740 | 0,721 | 0,687 | 0,698 | 0,705 | 0,703 | 0,692 | 0,699 |
| Diffusionsfaktor Rotor [-]   | 0,457 | 0,466 | 0,489 | 0,492 | 0,475 | 0,474 | 0,484 | 0,478 |
| Diffusionsfaktor Stator [-]  | 0,417 | 0,438 | 0,492 | 0,451 | 0,441 | 0,459 | 0,490 | 0,501 |
| Enthalpiezahl [-]            | 1,226 | 1,004 | 0,958 | 0,942 | 0,930 | 0,906 | 0,869 | 0,734 |
| Strömungswinkel Austritt [°] | 21,35 | 21,36 | 21,43 | 21,36 | 20,77 | 19,59 | 18,44 | 0,54  |
| Rel. Rotorspalt [-]          | 1     | 1,4   | 1,7   | 1,5   | 1,56  | 1,85  | 2     | 2     |

**Tabelle 5.2:** Eingabegrößen der Stufen

Mit den gegebenen Eingabewerten kann eine Auslegungsrechnung über das Mittelschnittsverfahren CoMeT durchgeführt werden. Das Ergebnis der Verdichtergeometrie ist in der Abbildung (5.2) zusammen mit der Geometrie des ACDC ausgelegten Hochdruckverdichters dargestellt.



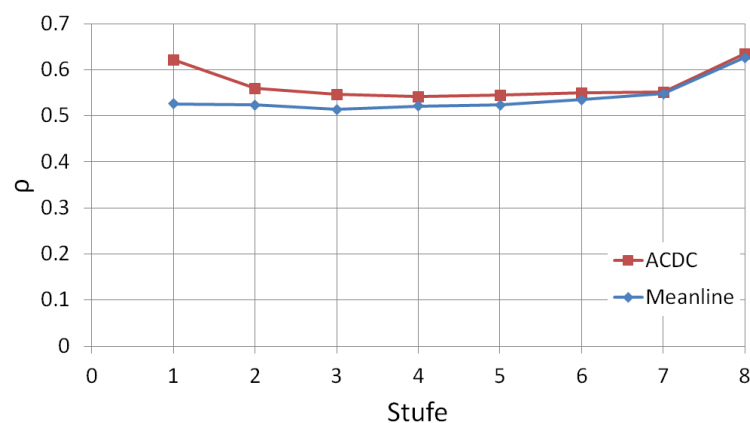
**Abbildung 5.2:** Vergleich Geometrie

Eine Ähnlichkeit der Geometrien ist zu erwarten, da ein Großteil der verwendeten Eingabesplines und Interpolationen aus der Referenzgeometrie entnommen wurden. Dies ist jedoch nicht der Fall für die Strömungsflächen bzw. der Kanalhöhen. Diese

wird während der Mittelschnittsrechnung angepasst und kann auch bei der Geometrie zu erheblichen Unterschieden führen, da bspw. eine höhere Schaufel bei gleichem Höhenverhältnis länger wird.

Die berechneten Ein- und Austrittsflächen des Verdichters sind mit einer Abweichung kleiner als 2 % sehr ähnlich, dies gilt jedoch nicht für die einzelnen Stufen. Der CoMeT-Verdichter wird ca. 10 mm länger als die Referenz und auch die Verengung des Strömungskanals unterscheidet sich. Insgesamt liefert die Mittelschnittsrechnung mit einem isentropen Wirkungsgrad von  $\eta_{is,CoMeT} = 0,8711$  einen um 0,0034 geringeren Wert als der mit ACDC ausgelegte Referenzverdichter mit  $\eta_{is,ACDC} = 0,8745$ . In den folgenden Abbildungen (5.3) bis (5.10) werden ausgewählte aerodynamische Größen der ACDC und der Mittelschnittsrechnung miteinander verglichen.

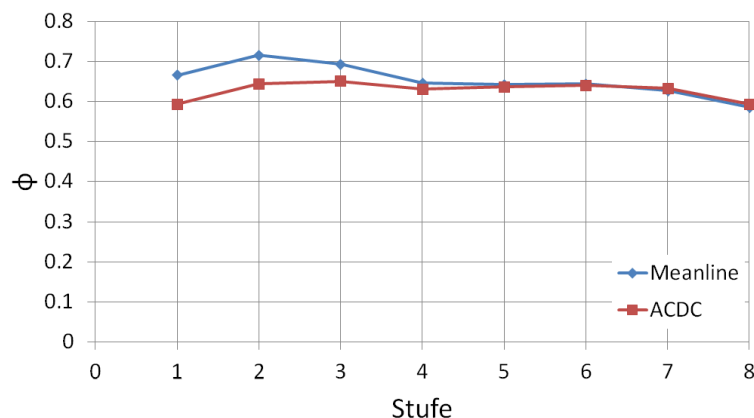
Zunächst wird der Reaktionsgrad  $\rho$  jeder Stufe in der Abbildung (5.3) dargestellt. In den ersten Stufen ergibt sich eine relativ hohe Differenz von  $\Delta\rho = 0,1$  zwischen beiden Rechnungen, welche mit zunehmender Stufenzahl abnimmt. Verglichen mit der ACDC-Rechnung wird bei der Mittelschnittsrechnung ein höherer Anteil der statischen Enthalpieumsetzung im Stator realisiert. Dies lässt wiederum auf eine höhere Absolutgeschwindigkeit im Stator schließen.



**Abbildung 5.3:** Vergleich der Reaktionsgrade des Referenzverdichters mit der CoMeT-Auslegung im Auslegungspunkt

Auch bei dem Durchfluss  $\varphi$  für jede Stufe (Abbildung 5.4) tritt eine ähnliche Differenz der Rechnungen auf. Zunächst eine höhere Differenz zwischen den Durch-

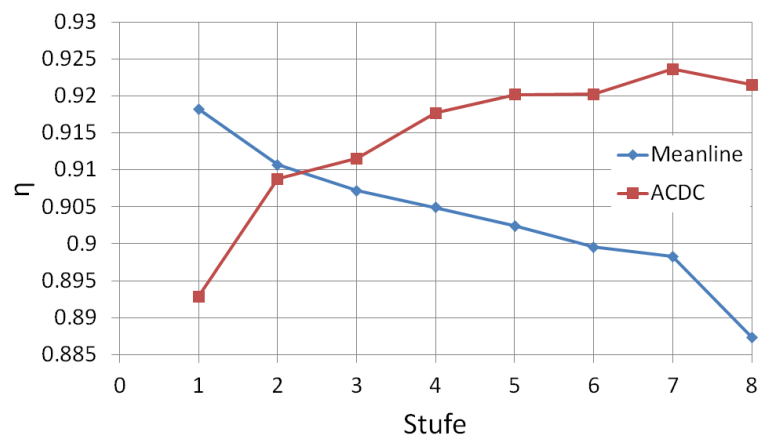
flussszahlen, welche mit hinteren Teil des Verdichters abnimmt. Bezogen auf die Umfangsgeschwindigkeit des jeweiligen Rotors kann davon ausgegangen werden, dass eine erhöhte Meridionalgeschwindigkeit bei der Mittelschnittsrechnung bestimmt wird (vgl. Abbildung (5.9)).



**Abbildung 5.4:** Vergleich der Durchflusszahl des Referenzverdichters mit der CoMeT-Auslegung im Auslegungspunkt

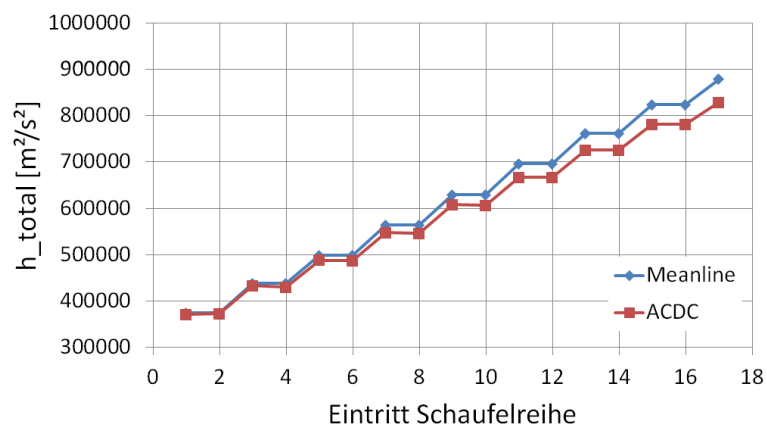
Wie in der Abbildung (5.2) zu erkennen ist, besitzt der mit CoMeT ausgelegte Verdichter einen geringeren isentropen Gesamtwirkungsgrad. Aufgrund dessen ist ebenfalls ein geringerer isentroper Stufenwirkungsgrad  $\eta_{is}$  zu erwarten. Diese Erwartung wird in der Abbildung (5.5) bestätigt, da sich im Mittel für die CoMeT Rechnung ein geringerer isentroper Stufenwirkungsgrad über alle Stufen einstellt. Insbesondere realisiert die letzte Stufe der CoMeT-Rechnung einen um 3,35 % geringeren Stufenwirkungsgrad.

Im Gegensatz zu den vorherigen Diagrammen wird für den Stufenwirkungsgrad ein gegenläufiger Verlauf der Rechnungen ermittelt. Die Mittelschnittsrechnung bestimmt für die hinteren Stufen einen geringeren Wirkungsgrad, während die 2D-Rechnung zu höheren Wirkungsgraden führt. Die hinteren Stufen erfahren eine weniger starke Belastung, da eine geringere Enthalpiezahl vorgegeben wird (vgl. Tabelle (5.2)). Dennoch ergeben sich für die kleineren Schaufeln im hinteren Teil des Verdichters höhere Verluste aufgrund der Isobarendivergenz im h-s-Diagramm, der heißeren Anströmung und dem erhöhten relativen Spalt. Eine Erklärung für den gegenläufigen Verlauf der Stufenwirkungsgrade liegt in der Verwendung des idealen Gases in der ACDC-Rechnung. Wird die Definition des isentropen Wirkungsgrades betrachtet  $\eta_{is} = \frac{h_{t,out,is} - h_{t,in}}{h_{t,out} - h_{t,in}}$ , so lässt



**Abbildung 5.5:** Vergleich des isentropen Wirkungsgrades des Referenzverdichters mit der CoMeT-Auslegung im Auslegungspunkt

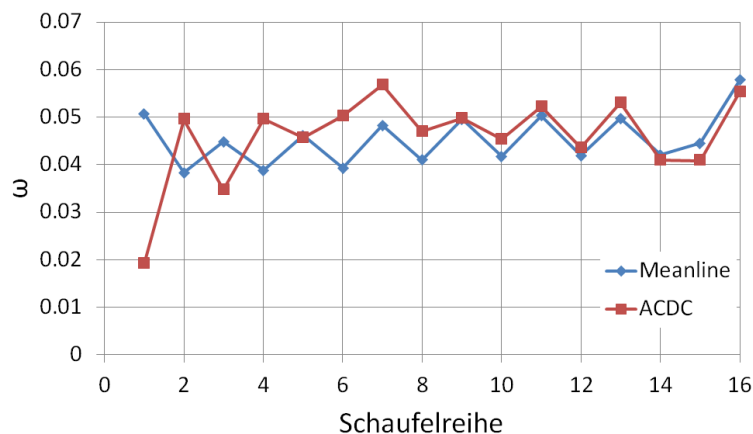
sich dieser über Totalenthalpien ausdrücken. Die zugehörigen Totalenthalpien  $h_t$  werden in der Abbildung (5.6) dargestellt. Es wird die Enthalpie für den Eintritt in jede Schaufelreihe gezeigt. Bei realen Gasen erhöht sich mit zunehmender Temperatur die Wärmekapazität, wodurch bei gleicher Temperatur, zwischen ACDC und CoMeT, eine erhöhte Enthalpie bestimmt wird. Dieser Effekt ist zudem in der Abbildung (5.5) zu erkennen, der isentrope Stufenwirkungsgrad der ACDC-Rechnung wird somit zu hoch bewertet.



**Abbildung 5.6:** Vergleich der Totalenthalpie des Referenzverdichters mit der CoMeT-Auslegung im Auslegungspunkt

Eine weitere wichtige Größe in diesem Zusammenhang sind die Verluste. Für jede

Schaufelreihe wird der Verlustbeiwert  $\omega$  in der Abbildung (5.7) beschrieben. Das IGV wird in dieser Abbildung nicht dargestellt, da es einen festen Druckverlust vorgegeben bekommt. Für den ersten Rotor wird ein 2,5 mal höherer Verlustbeiwert bestimmt. Die Mittelschnittsrechnung ist dabei abhängig von den hinterlegten Verlustmodellen, welche in Abschnitt (2.3) eingeführt wurden. Obwohl sich beide Rechnungen im Mittel nicht bemerkenswert unterscheiden, sollte diese Ähnlichkeit nicht zu stark gewichtet werden, da aufgrund der höheren Auflösung der Rechnung lässt der 2D ACDC Ansatz genauere Ergebnisse erwarten. Darüber hinaus wird in der ACDC Rechnung eine Datenbank an Verdichterprofilen verwendet, welche für verschiedene Bedingungen optimale Profile beinhaltet. Insgesamt ist jedoch zu erkennen, dass jede Rotorreihe einen erhöhten Verlust erleidet als eine Statorreihe. Dies ist der Tatsache des Gehäusespaltes geschuldet, da für einen Stator kein Spaltverlust ausgewertet wird. Die gesamte Mittelschnittsrechnung weist eine hohe Sensitivität bezüglich der Verluste und deren Modelle auf, da diese den Verdichterwirkungsgrad definieren.

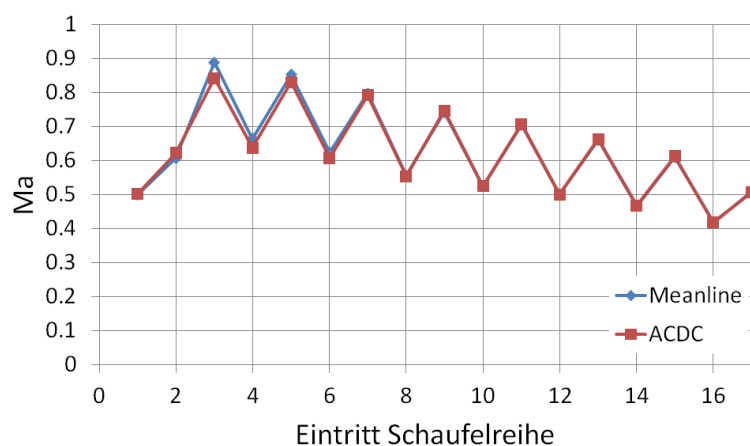


**Abbildung 5.7:** Vergleich der Verlustbeiwerte des Referenzverdichters mit der CoMeT-Auslegung im Auslegungspunkt

Zusätzlich wird in der Abbildung (5.8) die Machzahl  $Ma$  in den Eintritt einer jeden Schaufelreihe dargestellt. Auch hier wird in den vorderen Stufen eine erhöhte Machzahl, um bis zu  $\Delta Ma = 0,05$ , festgestellt. Dies stimmt mit der erhöhten Durchflusszahl in den ersten Stufen überein. An dieser Stelle ist gut zu erkennen, dass es sich bei dem IGV um ein Beschleunigungsgitter handelt und bei den restlichen Statorn um Verzögerungsgitter. Da hier die Machzahl im Absolutsystem aufgeführt ist, lässt sich



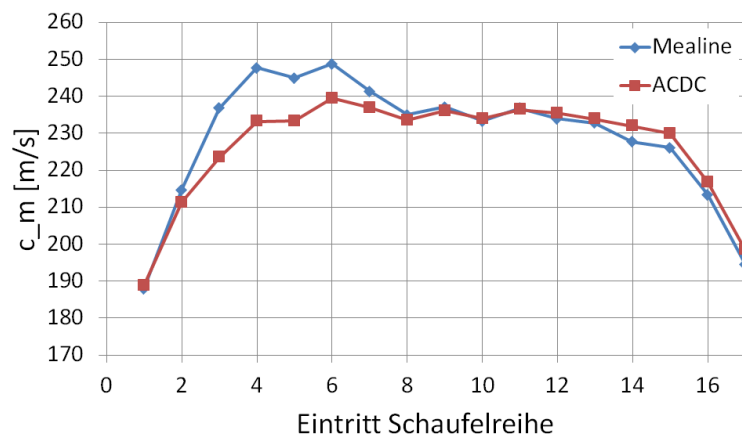
die Verzögerung der Relativgeschwindigkeit für Rotoren nicht erkennen.



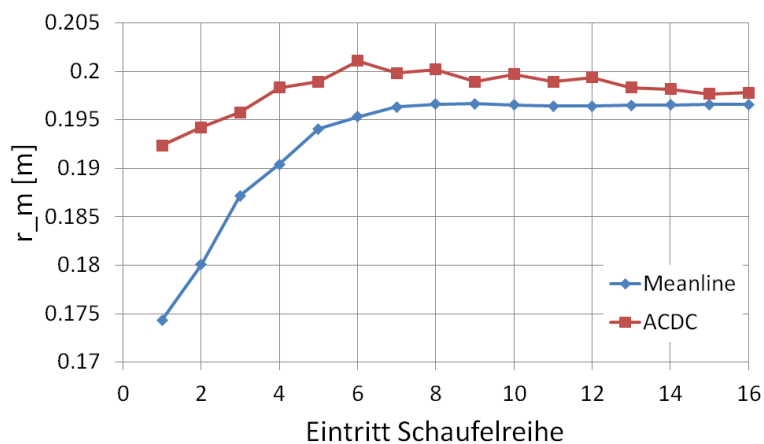
**Abbildung 5.8:** Vergleich der Machzahl im Absolutsystem des Referenzverdichters mit der CoMeT-Auslegung im Auslegungspunkt

Es wird für die Mittelschnittsrechnung eine erhöhte Meridionalgeschwindigkeit  $c_m$  in den vorderen Stufen erreicht (Abbildung 5.9). Entgegen der vorherigen Ergebnisse passen sich die Kurven jedoch nicht aneinander an, sondern die Mittelschnittsrechnung berechnet geringere Werte für diese Geschwindigkeit in den hinteren Stufen. Anhand dieses Diagramms ist zu erkennen, dass die Annahme einer konstanten Meridionalgeschwindigkeit in Verdichtern nicht immer getroffen werden kann. Bezogen auf die Eintrittsgeschwindigkeit von  $c_m = 190 \text{ m/s}$  erhöhen sich diese Geschwindigkeit um bis zu 30%.

Eine Ursache für die erhöhten Geschwindigkeiten, welche sich durch alle Ergebnisse der Rechnung ziehen, wird in der Abbildung (5.10) gezeigt. Für jeden Eintritt in eine Schaufelreihe wird der Mittelradius  $r_m$  dargestellt. Für die Mittelschnittsrechnung werden hier exakt die Werte des Splines für den Radius wiedergegeben. Die 2D-Rechnung nutzt einen massenstromgemittelten Radius, welcher vor allem in den ersten Stufen um 10 % größer ist. Die Multiplikation des Radius mit der Winkelgeschwindigkeit liefert die Umfangsgeschwindigkeit. Die Geschwindigkeit  $u$  hat somit den gleichen Verlauf über die Schaufelreihen. Diese Geschwindigkeit ist Teil der Geschwindigkeitsdreiecke und wird häufig zur Normierung weiterer Kenngrößen verwendet, wodurch bspw. die Durchflusszahl in den ersten Stufen für die Mittelschnittsrechnung größer als bei der ACDC-Rechnung bestimmt wird.



**Abbildung 5.9:** Vergleich der Meridionalgeschwindigkeiten des Referenzverdichters mit der CoMeT-Auslegung im Auslegungspunkt



**Abbildung 5.10:** Vergleich des Mittelschnittsradius des Referenzverdichters mit der CoMeT-Auslegung im Auslegungspunkt

Weitere Ergebnisse der Auslegungsrechnung für den Reiseflug werden im Anhang (A.1) dargestellt.

Durch die Verwendung von Splines werden Verdichter erzeugt, welche der Geometrie eines tatsächlichen Triebwerksverdichters deutlich ähnlicher sehen, da bspw. eine Annahme von konstanten Gehäusestrahlen nicht getroffen wird. Es werden realistische Tendenzen bezüglich der Strömungsgrößen erreicht und auch deren Größenordnung liegen in einem gültigen Bereich. Die absoluten Zahlenwerte der ACDC-Rechnung als

Vergleich sollten jedoch mit Vorsicht verwendet werden, da eine solche Rechnung auch mit Unsicherheiten behaftet ist. Insgesamt erzeugt die Mittelschnittsrechnung einen physikalisch plausiblen Verdichter, der für weitere Berechnungen, im Rahmen der Vorauslegung und als Startlösung für detailliertere Auslegungsphase, verwendet werden kann.

## 6 Aufbau einer gekoppelten Prozesskette

Nachdem in den vorherigen Kapiteln der Hochdruckverdichter eines Triebwerkes allein stehend betrachtet wurde, wird im Folgenden die gesamte Gasturbine evaluiert. Um den Einfluss anderer Triebwerkskomponenten auf den Verdichter berücksichtigen zu können, wird die im Kapitel (4) beschriebene erweiterte Mittelschnittsrechnung mit einer thermodynamischen Leistungsrechnung gekoppelt. Somit lassen sich Veränderungen, die am Verdichter vorgenommen werden, auf Triebwerksebene bewerten. Die als Zooming bezeichnete Kopplung nutzt eine 0-D-Performance Simulation eines Triebwerkes als Grundlage. In dieser Arbeit wird eine 0-D-Performance Rechnung um eine 1-D-Verdichterrechnung ergänzt. Durch die Verwendung einer höherwertigen Berechnungsmethode können weitere Effekte in der Triebwerksperformance berücksichtigt werden, in diesem Fall wird somit die Geometrie des Hochdruckverdichters einen Einfluss auf die Ergebnisse der 0-D-Rechnung haben.

### 6.1 Kopplungskonzepte

Der Zoomingprozess, die Verwendung einer detaillierten Methode zur Berechnung einer Komponente, lässt sich über verschiedene Wege und Strategien umsetzen [Pachidis et al. (2006)]. Drei mögliche Ansätze werden im folgenden genauer beschrieben.

### **Indirekte Kopplung**

Als indirekte Kopplung wird eine Methode bezeichnet, welche das Kennfeld einer Turbokomponente unabhängig von dem Gesamttriebwerksprozess erstellt und dieses Kennfeld anschließend bei der thermodynamischen Berechnung verwendet. Für eine indirekte Kopplung wird zunächst ein initiales oder generisches Kennfeld benötigt, wodurch anhand dieses Kennfeldes eine initiale Performancerechnung durchgeführt wird. Diese Rechnung liefert somit den thermodynamischen Zustand der Strömung an den Stationen zwischen den Komponenten des Triebwerksmodells. Zu diesen Positionen gehört unter anderem der Eintritt in den Hochdruckverdichter. Der thermodynamische Zustand an dieser Stelle gilt als Eintrittszustand für die höherwertige Mittelschnittsrechnung, welche zusätzliche geometrische Informationen benötigt, vgl. Kapitel (4.1.2). Anhand des, von der Mittelschnittsrechnung erzeugten, Verdichters lässt sich nun ein Kennfeld bestimmen [Herr (2017)]. Dieses Kennfeld soll in dem Triebwerksmodell unskaliert benutzt werden können. Durch die Vorgabe der unskalierten Nutzung ergeben sich für das Gleichungssystem der Design-Rechnung, zusätzlich zum Schub, weitere unabhängige Parameter. Die indirekte Kopplung eignet sich vor allem für die Verknüpfung der Performance mit einer höherwertigen Methode, welche nur kurze Rechenzeiten benötigt, da zur Bestimmung des Kennfeldes eine hohe Anzahl von Betriebspunkte berechnet werden müssen.

### **Iterative Kopplung**

Das Ziel einer iterativen Kopplung ist es den Parameterraum der höherwertigen Komponenten möglichst zu verringern. Innerhalb der Performance wird mit einem generischen Verdichterkennfeld begonnen und eine initiale Design-Rechnung durchgeführt. Diese bestimmt Eintrittsbedingungen für die höherwertige Methode, welche mit diesen eine erste Simulation durchführt. Die Ergebnisse beider Rechnungen werden sich unterscheiden, da die 0-D-Rechnung generell eine geringere Genauigkeit erwarten lässt. Zusätzlich wird die Methode des höheren Detaillierungsgrad keine Effekte zwischen den Komponenten betrachten können. Aus diesen Gründen werden die Randbedingungen zwischen den Detaillierungsgraden aktualisiert und ausgetauscht, wodurch ein iterativer Prozess entsteht. Während jeder Iteration wird das generische Kennfeld durch mehrere Skalierer so verändert, dass das Verhalten der 0-D-Komponente mit dem des

höheren Detaillierungsgrades übereinstimmt, wofür bspw. der Austrittszustand zur Überprüfung gewählt werden kann. Insgesamt wird das Kennfeld für einen Betriebspunkt skaliert, eine Wiederholung dieses Prozesses bei verschiedenen Betriebspunkten erstellen somit ein "partielles" Verdichterkennfeld. Da für die iterative Kopplung kein eigenes Kennfeld bestimmt werden muss, sondern lediglich ein vorhandenes skaliert wird, eignet sich diese Methode vor allem für die Simulation einer Komponente mit einem Verfahren hoher Rechenzeit [Klein et al. (2018)].

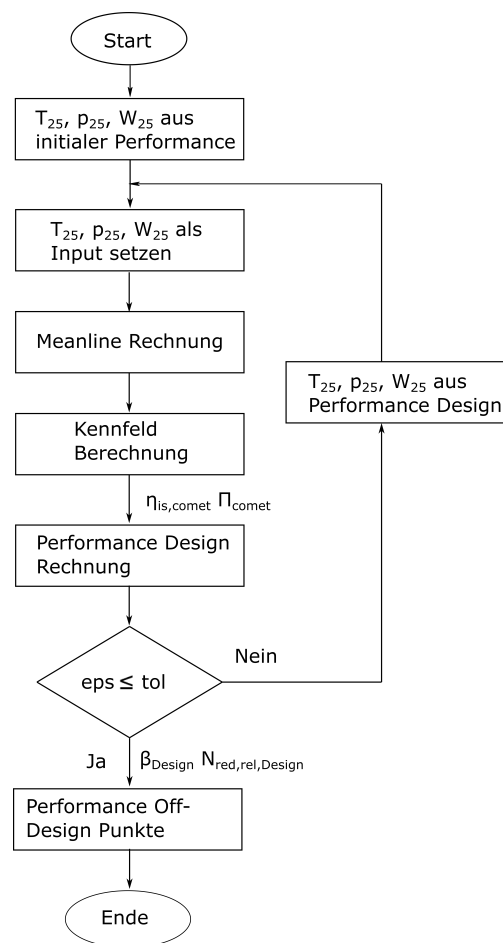
### **Direkte Kopplung**

Die direkte Kopplung ist die intuitivste der drei vorgestellten Methoden, da hierbei auf die Reduzierung der Triebwerkskomponente auf ein Kennfeld verzichtet wird. Somit wird ein Verdichter beispielsweise nicht mehr durch ein Verdichterkennfeld dargestellt, sondern direkt durch eine CFD Rechnung. Dies kann unter Umständen die schnellste Kalkulation der vorgestellten Methoden sein, da kein Kennfeld erzeugt werden muss und nur ein Betriebspunkt berechnet wird, jedoch geht ein hohes Maß an Flexibilität durch die Entfernung von Kennfeldern verloren, da nur über den einen Betriebspunkt Aussagen getroffen werden können. Abhängig von der Komplexität der vorhandenen Prozesskette bedeutet diese Kopplung ein hohes Maß an Programmierarbeit für vergleichsweise geringen Mehrwert [Pachidis et al. (2006)], da kein allgemeines Verdichterverhalten repräsentiert wird.

## **6.2 Umsetzung der Kopplungsmethode**

In dieser Arbeit wird die indirekte Kopplung verwendet, da diese besonders gut für schnelle Rechnungen, wie es die Mittelschnittsrechnung ist, geeignet ist. Dabei dauert eine Mittelschnittsrechnung mit anschließender Kennfeldbestimmung nur wenige Sekunden. Eine Performancerechnung kann somit schnell auf sich ändernde Randbedingungen reagieren. Die Umsetzung der indirekten Kopplung wird in der Abbildung (6.1) in einem Flussdiagramm dargestellt.

Zunächst werden Temperatur  $T_{25}$ , Druck  $p_{25}$  und Massenstrom  $\dot{m}_{25}$  am Eintritt des Hochdruckverdichters von einer initialen Performancerechnung übernommen. Das Ziel-druckverhältnis ist dabei eine Eingabegröße, die unabhängig vorgegeben wird. Da zu

**Abbildung 6.1:** Indirekte Kopplung

diesem Zeitpunkt noch kein Verdichter existiert, konnte für diese Rechnung lediglich ein generisches Kennfeld verwendet werden. Mit diesen Werten und einigen anderen geometrischen Vorgaben, vgl. Tabelle (4.1), wird eine Mittelschnittsrechnung durchgeführt. Für den so erzeugten Verdichter wird ein Kennfeld bestimmt und anschließend in das Performance Modell geladen. Bevor nun eine weitere Design Rechnung, mit dem richtigen Kennfeld, durchgeführt werden kann, benötigt das Performance Modell weitere wichtige Größen des Verdichters. Dabei handelt es sich um den isentropen Verdichterwirkungsgrad der Mittelschnittsrechnung  $\eta_{is,CoMeT}$  und das entsprechende Druckverhältnis  $\Pi_{CoMeT}$ . Strenggenommen wird für eine Design Rechnung in der Performance kein Kennfeld benötigt, da hierfür lediglich der Wirkungsgrad und das Druckverhältnis des Verdichters benötigt werden. Im selben Schritt wird jedoch die

Lage des Auslegungspunktes im Kennfeld, anhand der  $\beta$  und  $N_{red,rel}$  Koordinate bestimmt, welche in der späteren Off-Design Rechnung verwendet werden. Damit diese Koordinaten für den Auslegungspunkt bestimmt werden können und zusätzlich ein unskaliertes Kennfeld erzeugt werden soll, wird das Gleichungssystem der Design Rechnung dahingehend angepasst, dass die Skalierer zu eins werden. Es wird ein unskaliertes Kennfeld verwendet, wenn alle Kennfeldskalierer zu eins werden. In dieser Arbeit werden speziell die Skalierer für das Druckverhältnis, den reduzierten Massenstrom und den Wirkungsgrad verwendet. Damit dies erfüllt werden kann, wird der Rechnung ermöglicht, die  $\beta$  Koordinate und  $N_{red,rel}$  für den Auslegungspunkt zu variieren. Zwischen der Aerodynamik (Mittelschnittsrechnung) und der Thermodynamik (Performance) soll ein Gleichgewicht entstehen indem der Strömungszustand hinter dem Verdichter identisch ist, wodurch eine iterative Rechnung beider Disziplinen erforderlich wird. Hintergrund dafür ist der Effekt, dass sich das Triebwerk für einen festgelegten Schub und einem veränderlichen Verdichtereffizienzgrad unterschiedlich verhält, da dadurch der Verdichteraustrittszustand ein anderer ist und möglicherweise mehr Treibstoff benötigt wird. Innerhalb der Mittelschnittsrechnung ist es nicht möglich Effekte von anderen Triebwerkskomponenten zu berücksichtigen. Eine Iteration ermöglicht diese Betrachtung dadurch, dass der Verdichteraustrittszustand (Position 3 im Performance Modell) der Mittelschnittsrechnung identisch mit dem Verdichteraustritt der Performance Rechnung sein wird. Dafür wird eine Differenz zwischen den thermodynamischen Größen Temperatur  $T_3$ , Druck  $p_3$  und Massenstrom  $\dot{m}_3$  zwischen den Methoden gebildet. Die maximal auftretende Differenz wird als *eps* bezeichnet und mit einer Fehlertoleranz *tol* verglichen. Sobald der Fehler die Toleranz unterschreitet, gilt die Rechnung als konvergiert. Für nicht konvergierte Berechnungsschritte wird der Eintrittszustand für die Mittelschnittsrechnung an die thermodynamischen Größen der Performance Design Rechnung angepasst, wobei das Verdichterkennfeld aus der Mittelschnittsrechnung verwendet wird. Durch den veränderten Wirkungsgrad des Verdichters ergeben sich unterschiedliche Austrittsbedingungen. Zusätzlich wird sich für einen geringeren Wirkungsgrad ein höherer Massenstrom einstellen, da innerhalb der Performance das Triebwerk einen geforderten Schub erreichen muss. Für die konvergierte Rechnung werden nun dem Hochdruckverdichter die Koordinaten  $\beta_{Design}$  und  $N_{red,rel,Design}$  des Designpunktes übergeben, wodurch eine Navigation im Verdichterkennfeld möglich wird. Somit können im Anschluss Off-Design Betrieb-



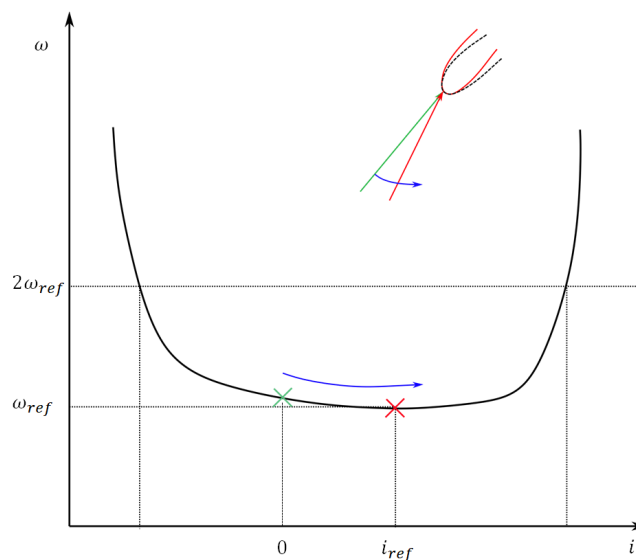
spunkte berechnet werden. Um einen dieser Punkte definieren zu können wird eine Flugmachzahl, Flughöhe, Lufttemperatur und ein geforderter Schub festgelegt. Innerhalb der Off-Design Rechnung werden die entsprechenden Betriebspunkte einer jeden Turbokomponente dadurch gefunden, dass die Koordinaten  $\beta$  und  $N_{red,rel}$  angepasst werden.

## 6.3 Komponentenverhalten

Durch die oben beschriebene Umsetzung der indirekt Kopplung wird der Pumpgrenzabstand des Hochdruckverdichters für den realen Betrieb eines Triebwerkes nicht berücksichtigt. Durch einen zu geringen Pumpgrenzabstand im Auslegungspunkt kann nicht gewährleistet werden, dass ein solches Triebwerk in anderen Betriebspunkten bzw. bei transiente Manövern nicht beginnt zu pumpen. Beispielsweise wird die stationäre Arbeitslinie im Verdichterkennfeld während einer Beschleunigung zur Pumpgrenze hin verlassen, wodurch der Pumpgrenzabstand verringert wird und die Gefahr des Pumpens sich erhöht. Damit diese Grenze auch in transienten Betriebspunktänderungen nicht überschritten wird, sollte für jeden Lastpunkt genügend Pumpgrenzabstand vorgesehen werden.

Eine Möglichkeit diesen Abstand bei dem CoMeT zu beeinflussen ist die Vorgabe einer Referenzinzidenz für sowohl Rotoren als auch Statoren. Die Abbildung (6.2) zeigt die Umsetzung einer solchen Referenzinzidenz qualitativ anhand von Profilverlusten. Dabei wird der eigentliche Strömungswinkel, welcher zunächst unabhängig von der Profilgeometrie ist, nicht verändert. Für eine positive Referenzinzidenz wird das Profil so gekrümmt, dass sich für den gegebenen Strömungswinkel eine Strömungsrichtung einstellt, die sich nicht tangential zur Skelettlinie des Profils befindet. Somit wird die Verdichterschaufel mit einer Rückeninzidenz angeströmt. Im Umkehrschluss bedeutet dies, dass für den Auslegungspunkt des Verdichters höhere Profilverluste auftreten werden. Dies ist anhand der Abbildung (6.2) zu erkennen, da der Verlustbeiwert für die Strömungsrichtung der Auslegung nicht das Minimum der Verlustpolaren entspricht. Die minimalen Profilverluste werden für die angegebene Referenzinzidenz erreicht. Im Verdichterkennfeld wirkt sich dieser Effekt dahingehend aus, dass sich die Pumpgrenze zu höheren Druckverhältnissen verschiebt. Andererseits neigen auf diese

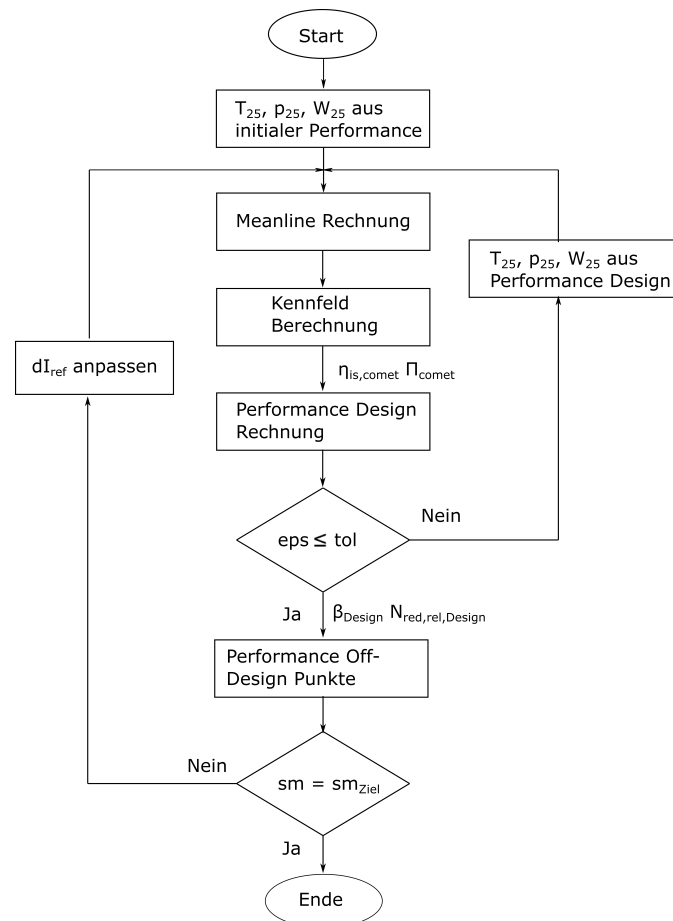
Weise ausgelegte Verdichter leichter zum Sperren, da die Profile mit einer Rückeninzidenz angeströmt werden. Wird nun eine Arbeitslinie im Kennfeld betrachtet, befindet sich der Auslegungspunkt nicht im Bereich des höchsten Wirkungsgrades. Im Falle einer Androsselung bewegt sich der Betriebspunkt für eine Drehzahllinie hin zu höheren Druckverhältnissen und es werden zunächst höhere Wirkungsgrade erreicht, da die Profile durch einen geringeren reduzierten Massenstrom mit höherem Strömungswinkel angeströmt werden und das Minimum der Verlustpolaren erreicht wird. Durch weiteres Androsseln wird der minimale Verlustbeiwert überschritten und der Wirkungsgrad des Verdichters sinkt.



**Abbildung 6.2:** Profilverluste bei Verwendung einer Referenz-Inzidenz

Im Folgenden wird diese Möglichkeit, der Erhöhung des Pumpgrenzabstandes, mit der indirekten Kopplung kombiniert. Das Ziel ist es nun, dass jeder Verdichter über ausreichend Abstand im Reiseflug verfügt und somit tendenziell für den Betrieb in einem Triebwerk angemessen wäre. Hierzu wird eine Strategie umgesetzt, welche in der Abbildung (6.3) beschrieben wird. Die ersten Schritte der Kopplung unterscheiden sich nicht hinsichtlich derer ohne eine Anpassung des Pumpgrenzabstandes. Aus einer initialen Performance Design Rechnung werden die Eintrittsbedingungen des Verdichters bestimmt. Zusätzlich wird die Referenzinzidenz als weiterer Eingabeparameter verwendet, diese wird jedoch nicht aus den Performance Ergebnissen bestimmt sondern unabhängig

vorgeben. Zunächst wird auch die Referenzinzidenz initial vorgegeben, wobei in dieser Arbeit ein linearer Verlauf der Referenzinzidenz, über die Schaufelreihen hinweg, umgesetzt wird. Mit dem initialen Eintrittszustand und der initialen Referenzinzidenz wird eine Mittelschnittsrechnung durchgeführt und ein entsprechender Verdichter erstellt. Anhand dieses Verdichters wird das zugehörige Kennfeld bestimmt. Der durch die Mittelschnittsrechnung berechnete Wirkungsgrad wird zusammen mit dem geforderten Druckverhältnis an das Performace Modell gegeben, um so eine thermodynamische Design Rechnung für den Reiseflug durchzuführen. Diese Iteration ist identisch mit der in der Abbildung (6.1). Von dem so ausgelegten Verdichter werden die Kennfeldkoordinaten des Auslegungspunktes  $\beta_{Design}$  und  $N_{red,rel,Design}$  für die Berechnung der Off-Design Punkte verwendet. Jeder dieser Off-Design Punkte hat nun einen gewissen Pumpgrenzabstand  $sm$ , welcher mit dem gewünschten Abstand  $sm_{Ziel}$  verglichen wird. Die Einstellung des Pumpgrenzabstandes wird iterativ über eine Skalierung der Referenzinzidenz jeder Schaufelreihe durchgeführt. Dabei bleibt der initiale Verlauf erhalten und wird lediglich mit einem  $Skalierer \in [0, 2]$  multipliziert. Die Suche nach dem entsprechenden Skalierer wird wiederholt, bis der Pumpgrenzabstand den Zielabstand erreicht hat. Für einen zu kleinen Abstand wird in der Regel die Referenzinzidenz erhöht werden, bei zu hohen Abständen wird somit ein  $Skalierer < 1$  gewählt.



**Abbildung 6.3:** Indirekte Kopplung für konstanten Pumpgrenzabstand

## 7 Analyse der Verlustmodelle

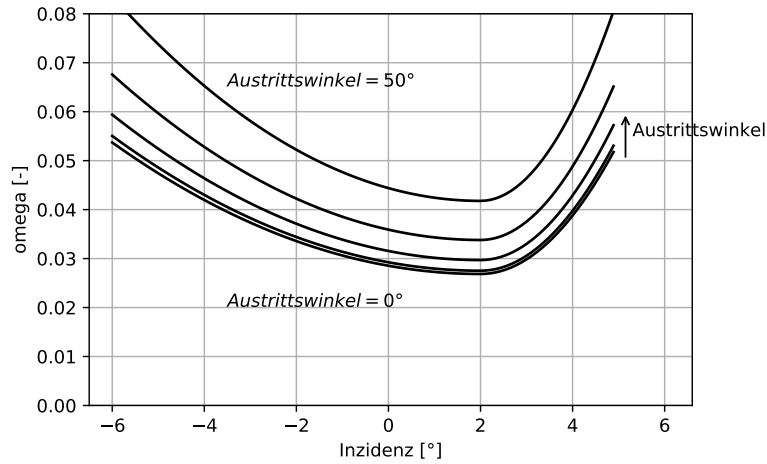
Der Wirkungsgrad eines Verdichters resultiert direkt aus den verwendeten Verlustmodellen, weswegen an dieser Stelle eine Betrachtung der Modelle durchgeführt wird. Dies geschieht Anhand eines Beispielrotors, ähnlich einem aus den vorherigen Rechnungen. Mit den dafür benötigten Strömungs- und Geometrie Größen aus Tabelle (7.1), wird jedes Verlustmodell separat ausgewertet. Abgesehen von den Rotorspalverlusten gelten die gleichen Verlustmodelle auch für Statoren, dafür wird anstelle des relativen Strömungswinkels  $\beta$  der absolute Winkel  $\alpha$  verwendet.

| Parameter        | Wert  | Einheit |
|------------------|-------|---------|
| Referenzinzidenz | 2     | [°]     |
| Eintrittswinkel  | 30    | [°]     |
| Austrittswinkel  | 15    | [°]     |
| Diffusionsfaktor | 0,5   | [-]     |
| Solidity         | 1,6   | [-]     |
| $i_{Choke}$      | -6    | [°]     |
| $i_{Stall}$      | 5     | [°]     |
| Sehnenlänge      | 0,034 | [m]     |
| Schaufelhöhe     | 0,053 | [m]     |

**Tabelle 7.1:** Beispiel Eingabegrößen für die Verlustauswertung

### Profilverluste

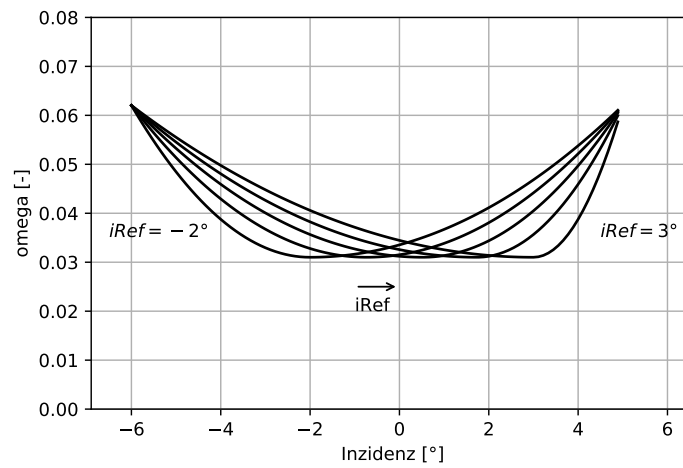
Von allen implementierten Verlustmodellen wird der größte Anteil des Verlustbeiwertes von den Profilverlusten verursacht mit ca 50 % der Gesamtverluste. Zunächst werden Verlustpolaren für den allgemeinen Betriebsbereich einer Rotorschaufel in der Abbildung (7.1) dargestellt, wobei eine Variation des Austrittswinkels von  $\beta_2 \in [0^\circ; 50^\circ]$



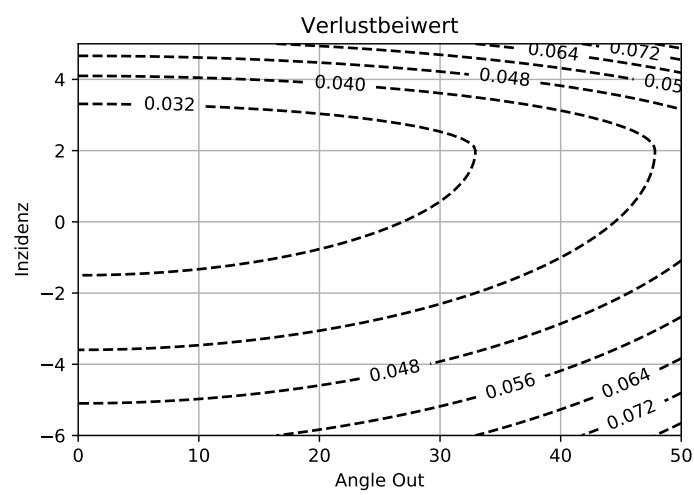
**Abbildung 7.1:** Profilverluste für Erhöhung des Austrittswinkels

mit äquidistanter Schrittweite von  $\Delta\beta_2 = 12,5^\circ$  durchgeführt wird. Insbesondere für höhere Austrittswinkel resultiert das gleiche  $\Delta\beta$  in einer höheren Verlustbeiwert-erhöhung, als für geringe Austrittswinkel. Bei einer Inzidenz von  $2^\circ$  wird der minimale Verlustbeiwert erreicht, da dieser Winkel der zuvor festgelegten Referenzinzidenz, für alle Austrittswinkel, entspricht. Mit zunehmendem Austrittswinkel erhöht sich der Verlustbeiwert im angegebenen Bereich für den Auslegungspunkt um bis zu 70 %. Die Nichtlinearität resultiert aus der Proportionalität des minimalen Verlustbeiwertes zum Austrittswinkel  $\omega_{ref} \sim \frac{1}{\cos(\beta_2)}$ .

Des Weiteren wird das Verlustmodell für eine Erhöhung der Referenzinzidenz im Bereich  $dI_{Ref} \in [-2^\circ; 3^\circ]$  ausgewertet (vgl. Abbildung (7.2)). Da sich bei dieser Betrachtung nur die Referenzinzidenz verändert und alle anderen Parameter konstant gehalten werden, verschiebt sich lediglich das Minimum der Kurve zur entsprechenden Inzidenz, bleibt Betragsmäßig jedoch gleich  $\omega_{min} = 0,031 \forall dI_{Ref}$ . Das Erhöhen der Referenzinzidenz führt folgendermaßen zu einer Erhöhung der Verluste, bei gleichbleibenden Strömungswinkeln. Andererseits verschiebt sich das Minimum der Profilverluste, wodurch eine steilere Anströmung, bspw. durch Androsseln bei konstanter reduzierter Drehzahl, zu geringen Verlusten führt. Diese Verringerung gilt nur bis zum Erreichen der vorgegeben Referenzinzidenz.



**Abbildung 7.2:** Profilverluste für Erhöhung der Referenzinzidenz

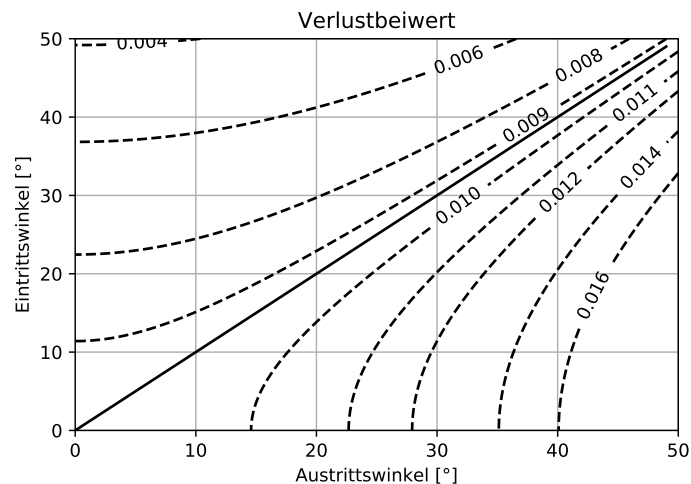


**Abbildung 7.3:** Profilverluste für Erhöhung des Austrittswinkels und Inzidenz

Zusätzlich werden Linien konstanten Verlustbeiwertes in der Abbildung (7.3) über dem Austrittswinkel und der Inzidenz aufgetragen. Im Auslegungspunkt würde das Profil genau mit einer Inzidenz entsprechend der Referenzinzidenz  $i = dI_{Ref} = 2^\circ$  angeströmt. Für diesen Fall ergibt sich ein großes Intervall des Austrittswinkels  $\beta_2 \in [0^\circ; 30^\circ]$ , in dem sich der Verlustbeiwert nur gering ändert zwischen  $\omega(\beta_2 = 0^\circ) = 0,027$  und  $\omega(\beta_2 = 30^\circ) = 0,032$ . Für den Beispielrotor aus der Tabelle (7.1) würde sich demnach ein Verlustbeiwert von  $\omega_{Bsp, Profil} = 0,031$  ergeben.

### Seitenwandverluste

Die Seitenwandverluste werden aus der Umlenkung, der Sehnenlänge und der Schaufelhöhe bestimmt. In der Abbildung (7.4) werden Linien konstanten Verlustbeiwertes der Seitenwandverluste in Abhängigkeit des Eintritt- und Austrittswinkels dargestellt. Da es sich bei Verdichterschaufeln und Verzögerungsgitter handeln, welche zur Achse hin umlenken, muss der Eintrittswinkel stets größer sein als der Austrittswinkel. Daher ist der Bereich unterhalb der Winkelhalbierenden in der Abbildung (7.4) nicht von Interesse, da dieser Fall in der Regel nicht eintreten wird. Tendenziell werden durch hohe Umlenkungen hohe Seitenwandverluste erzeugt. Für den Beispielrotor ergibt sich ein Seitenwandverlustbeiwert von ca.  $\omega_{Bsp, Endwall} = 0,0072$ .

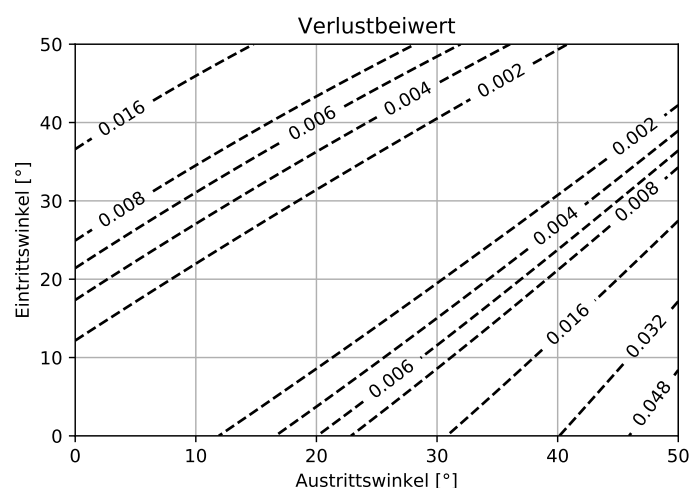


**Abbildung 7.4:** Seitenwandverluste durch Umlenkung



## Sekundärverluste

Die Sekundärverluste werden für den gleichen Winkelbereich  $\beta_{1,2} \in [0^\circ; 50^\circ]$  in der Abbildung (7.5) dargestellt. Für ein konstantes Teilungsverhältnis verlaufen die Linien konstanter Sekundärverluste linear durch das präsentierte Diagramm. Die Steigung dieser Geraden beträgt nahezu den Wert  $m = 1$ , wodurch das Modell für konstante Umlenkungen den gleichen Verlustbeiwert bestimmt, unabhängig von den absoluten Winkeln. Der Beispielrotor würde einen Sekundärverlustbeiwert von  $\omega_{Bsp,Sec} = 0,003$  erzeugen.



**Abbildung 7.5:** Sekundärverluste durch Umlenkung

## Rotorspaltverluste

Für den Rotorspaltverlust werden weitere spezifische Parameter, sowohl geometrische als auch aerodynamische, benötigt. Für die qualitative Betrachtung des Spaltverlustes werden diese Parameter in der Tabelle (7.2) aufgelistet.

Insgesamt wird die Modellierung des Spaltverlustes daher schwierig vergleichbar mit den übrigen Verlustmodellen, da ein viel größerer Parameterraum Einfluss auf den Spaltverlust hat. Dennoch ist eine Tendenz des Verlustbeiwertes in der Abbildung (7.6) zu erkennen. An dieser Stelle werden erneut Linien mit einem konstanten Verlustbeiwert über den Eintritts- und Austrittswinkel dargestellt. Wie zuvor wird der Bereich  $\beta_1 < \beta_2$

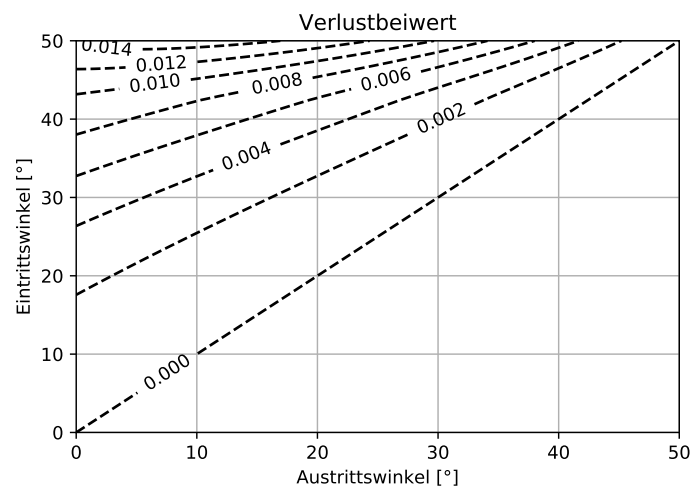
| Parameter                | Wert   | Einheit              |
|--------------------------|--------|----------------------|
| Machzahl                 | 0.85   | [-]                  |
| Schaufelzahl             | 45     | [-]                  |
| Relativgeschw. Eintritt  | 350    | [m/s]                |
| Relativgeschw. Austritt  | 264,5  | [m/s]                |
| Massenstrom              | 18,41  | [kg/s]               |
| Metallwinkel Eintritt    | 42,24  | [°]                  |
| Metallwinkel Austritt    | 14,0   | [°]                  |
| Strömungswinkel Eintritt | 44,88  | [°]                  |
| Strömungswinkel Austritt | 20,25  | [°]                  |
| Solidity                 | 1,26   | [-]                  |
| Sehnenlänge              | 0,0328 | [m]                  |
| Dichte Eintritt          | 1,185  | [kg/m <sup>3</sup> ] |
| Dichte Austritt          | 1,39   | [kg/m <sup>3</sup> ] |
| Spalthöhe                | 0,0007 | [m]                  |
| Staffelungswinkel        | 28,1   | [°]                  |
| Schaufelhöhe             | 0,053  | [m]                  |

**Tabelle 7.2:** Spezifische Eingabegrößen für die Spaltverluste

nicht berücksichtigt bzw. wird das verwendete Modell hierfür einen Verlustbeiwert von  $\omega_{Bsp,tc} = 0$  ausgeben. Für die in diesem Beispiel festgehaltenen Randbedingungen ist die klare Tendenz zu erkennen, dass die Spaltverluste insbesondere mit steigendem Eintrittswinkel zunehmen und mit hohen Austrittswinkeln abgeschwächt werden.

Die hier aufgeführte Verlustbetrachtung darf jedoch nur qualitativ betrachtet werden. Viele verwendete Parameter werden als konstant angenommen, obwohl sie das in einer eigentlichen Auslegungsrechnung nicht wären. Insbesondere Werte für die Stall- und Choke-Inzidenz wurden hier vereinfacht als konstant angenommen. Hinter der Bestimmung dieser Parameter verbergen sich jedoch viele Korrelationen und es werden einige Annahmen getroffen.

Insgesamt lässt sich jedoch sagen, dass die verwendeten Modelle zum großen Teil von den jeweiligen Geschwindigkeitsdreiecken abhängen. In der Regel wird in dieser Arbeit allerdings mit einer konstanten Umfangsgeschwindigkeit im Flächenmittel des ersten Rotors gerechnet, wodurch sich eine allgemeine Ähnlichkeit der Geschwindigkeiten innerhalb der Mittelschnittsrechnung ergibt. Somit lassen sich die Wirkungsgradverläufe



**Abbildung 7.6:** Spaltverluste durch Umlenkung

der folgenden Parameterstudien besser verstehen, da unter anderem die Umlenkung, der Austrittswinkel und die Referenzinzidenz den Wirkungsgrad stark beeinflussen.

## 8 Vorauslegungsstudie

Die Fähigkeiten der gekoppelten 1D-Verdichtermodellierung werden im Rahmen einer Vorauslegungsstudie demonstriert und es werden verschiedene Möglichkeiten der Eingabe von Eingangsgrößen verwendet, wie ein konstanter Mittelschnittsradius oder konstantes Nebenverhältnis am Ein- bzw. Austritt. Die Grundlage für diese Studie bildet der Referenzfall des nachmodellierten PW1100G Hochdruckverdichters, welcher bereits zur Bewertung der Mittelschnittserweiterung in Kapitel (4) verwendet wurde.

Da sich diese Arbeit zum großen Teil auf eine geometrische Parameterstudie fokussiert, werden die präsentierten Studien für thermodynamische und geometrische Vorgaben getrennt diskutiert. Dabei werden Eintrittsgrößen gemäß der Tabellen (5.1) und (5.2) verwendet, um einen Ausgangspunkt für eine Parametervariation zu haben. Ausnahme ist in diesem Fall die Referenzinzidenz der einzelnen Stufen, da für die folgenden Auslegungen jede Schaufelreihe eine Referenzinzidenz vorgegeben bekommt [Reid/Royce (1978)], damit jeder Verdichter einen höheren Pumpgrenzabstand besitzt. Hierbei wird ein linearer Verlauf,  $dI_{Ref, Stufe1} = 4^\circ$  und  $dI_{Ref, letzteStufe} = 1^\circ$ , über die Stufen umgesetzt. Zusätzlich wird eine Gewichtsabschätzung des Verdichters durchgeführt, welche auf einen empirischen Ansatz von [Sagerser et al. (1971)] basiert. Diese Abschätzung erfordert neben dem Verdichtermodell auch eine Liste an Ergebnissen der Leistungsrechnung für mehrere Betriebspunkte. Alle folgenden Rechnungen werden mit einer konstanten Umfangsgeschwindigkeit im Flächenmittel des ersten Rotors durchgeführt, wodurch die Drehzahl entsprechend der Radien anpasst wird. Für eine Vergleichbarkeit zwischen den Verdichtern werden weitere dimensionslose Kennzahlen verwendet [Grieb (2009)].

Die initialen Vorgaben für die Mittelschnittsrechnung werden in den Tabellen (8.1) und (8.2) aufgeführt. Initial wird eine Stufenzahl von sieben vorgegeben, da es unter Umständen dazu kommen kann, dass sieben Stufen genügen würden, um das geforderte Druckverhältnis umzusetzen. Andernfalls wird die Stufenzahl gemäß des Schaubildes (4.2) erhöht. Anstelle der Drehzahl wird im Folgenden nur die Umfangsgeschwindigkeit im Flächenmittel des ersten Rotors vorgegeben, aus welcher die Drehzahl abgeleitet werden kann, damit eine Ähnlichkeit der Verdichter bezüglich der Umfangsgeschwindigkeit gegeben ist. Entgegen der vorherigen Auslegungen ist eine Vorgabe des Massenstroms, der Temperatur und des Druckes nicht notwendig, da diese aus der Leistungsrechnung direkt übernommen werden. In der Tabelle (8.1) werden sowohl das Mittelschnittsradius als auch das Nabenverhältnis angegeben, da in den folgenden Studien beide Eingabemöglichkeiten Verwendung finden. Zusätzlich wird bei der Eingabe der Stufenparameter (Tabelle 8.2) darauf geachtet, dass ein linearer Verlauf der Referenzinzidenz eingehalten wird, wobei die einzelnen Kennzahlen aus dem Referenzfall des nachmodellierten PW1100G Verdichters entnommen werden. Insgesamt wird eine nahezu drallfreie Abströmung realisiert.

| <b>Verdichter Design Parameter</b>        | <b>Wert</b> | <b>Einheit</b> |
|---|-------------|----------------|
| Stufenzahl                                | 7           | [-]            |
| Massenstrom                               | -           | [kg/s]         |
| Druckverhältnis                           | 12,69       | [-]            |
| Umfangsgeschw. Flächenmittel              | 330         | [m/s]          |
| <b>Thermodynamischer Eintrittszustand</b> |             |                |
| Temperatur                                | -           | [K]            |
| Druck                                     | -           | [Pa]           |
| Machzahl                                  | 0,50        | [-]            |
| <b>Geometrische Größen</b>                |             |                |
| Mittelschnittsradius Eintritt             | 177,0       | [mm]           |
| Mittelschnittsradius Austritt             | 196,0       | [mm]           |
| Nabenverhältnis Eintritt                  | 0,54        | [-]            |
| Nabenverhältnis Austritt                  | 0,94        | [-]            |

**Tabelle 8.1:** Die verwendeten Eingabegrößen der Studie

| Stufen                       | 1     | 2     | 3     | 4     | 5     | 6     | 7     |
|------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| De Haller Rotor [-]          | 0,724 | 0,713 | 0,700 | 0,700 | 0,704 | 0,704 | 0,711 |
| De Haller Stator [-]         | 0,740 | 0,721 | 0,687 | 0,698 | 0,705 | 0,703 | 0,692 |
| Diffusionsfaktor Rotor [-]   | 0,457 | 0,466 | 0,489 | 0,492 | 0,475 | 0,474 | 0,484 |
| Diffusionsfaktor Stator [-]  | 0,417 | 0,438 | 0,492 | 0,451 | 0,441 | 0,459 | 0,490 |
| Enthalpiezahl [-]            | 1,226 | 1,004 | 0,958 | 0,942 | 0,930 | 0,906 | 0,869 |
| Strömungswinkel Austritt [°] | 21,35 | 21,36 | 21,43 | 21,36 | 20,77 | 19,59 | 0,54  |
| Rel. Rotorspalt [-]          | 1     | 1,4   | 1,7   | 1,5   | 1,56  | 1,85  | 2     |
| dlref Rotor/Stator [°]       | 4     | 3,5   | 3     | 2,5   | 2     | 1,5   | 1     |

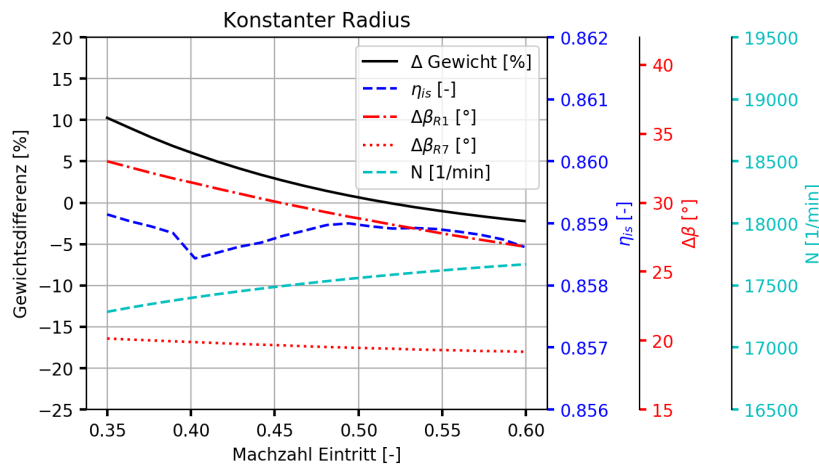
Tabelle 8.2: Eingabegrößen der Stufen für die Studie

## 8.1 Variation Eintrittsmachzahl

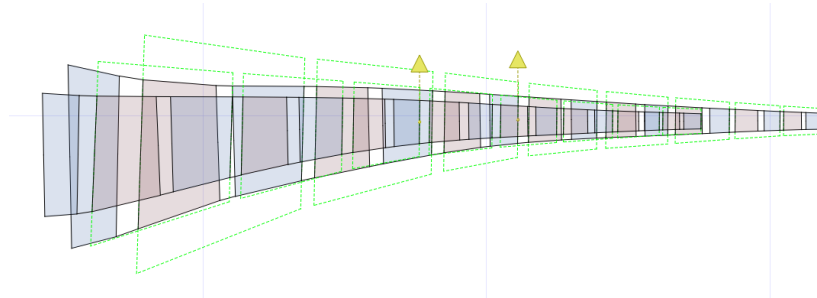
Zunächst wird eine Variation der Eintrittsmachzahl durchgeführt, wobei die restlichen Eingabegrößen konstant bleiben, und die Ergebnisse werden in den Abbildungen (8.1) und (8.3) dargestellt. Beide Rechnungen unterscheiden sich dahingehend, dass für erstere der Radius am Ein- und Austritt konstant gehalten wird und für die zweite Rechnung das Nabenvverhältnis als konstante Eingabegröße verwendet wird. In beiden Abbildungen werden Gewicht, Wirkungsgrad, Drehzahl und Umlenkung bestimmter Rotoren über einen Machzahlbereich von  $Ma \in [0,35; 0,6]$  aufgetragen. Für das Gewicht wird eine prozentuale Differenz bezüglich des Referenzverdichters dargestellt. Die Verdichtergeometrien werden in den Abbildung (8.2) für einen konstanten Mittelschnittsradius und in Abbildung (8.4) für konstante Nabenvverhältnisse dargestellt.

Das Gewicht sinkt in beiden Fällen mit zunehmender Machzahl. Dies liegt insbesondere an der Abnahme der Ringraumfläche mit steigender Strömungsgeschwindigkeit bzw. Machzahl, da so für einen gleichen Massenstrom eine geringere Schaufelhöhe benötigt wird. Dieser Effekt tritt vor allem in den ersten Stufen, in denen sich der Einfluss der Eintrittsmachzahl bemerkbar macht, auf. In beiden Fällen ändert sich die Austrittsmachzahl der letzten Stufe nur sehr gering ( $\Delta Ma_{\text{Austritt}} = 0,02$ ), wodurch auch die Schaufelhöhe für diese Stufe nahezu konstant bleibt. Für den Fall eines konstanten Nabenvverhältnisses fällt ein Sprung bei der Gewichtsdivergenz zwischen  $Ma = 0,5$  und  $Ma = 0,55$  besonders auf. Für geringe Machzahlen ist es bei den gegebenen Randbedingungen nicht möglich das geforderte Druckverhältnis mit den sieben ini-

tialen Stufen zu erreichen, wodurch innerhalb der Mittelschnittsrechnung eine weitere Stufe hinzugefügt wird. Dieser Sprung ist bei der Rechnung für konstante Radien nicht zu erkennen, da der Verdichter für jede Machzahl acht Stufen benötigt. Hierfür ist insbesondere die Drehzahl von Bedeutung, da diese für alle Verdichter mit konstantem Mittelschnittsradius immer unterhalb von  $N = 18000 \text{ 1/min}$  liegt.



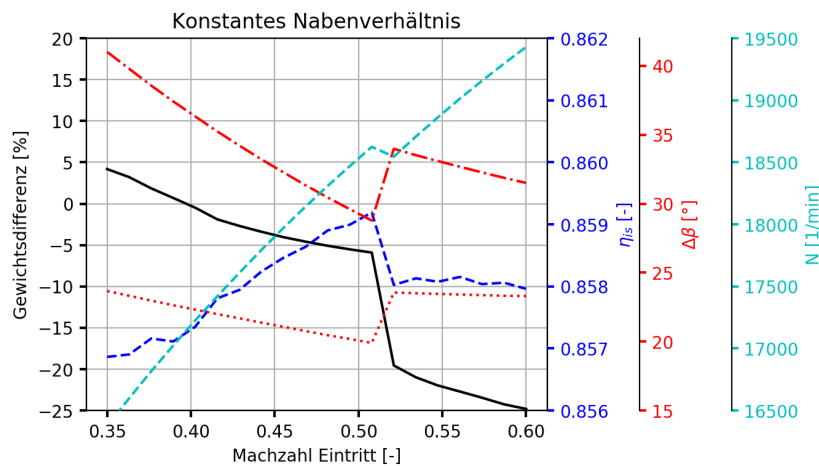
**Abbildung 8.1:** Variation der Eintrittsmachzahl für konstante Radien



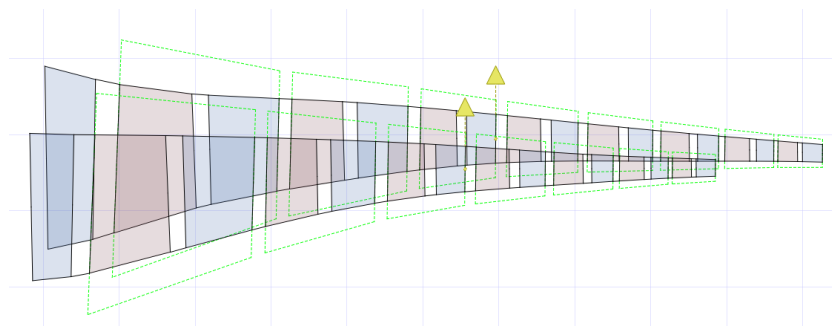
**Abbildung 8.2:** Vergleich der Verdichtergeometrie für konstante Mittelschnittsradien bei Variation der Eintrittsmachzahl

Die Drehzahl ergibt sich direkt aus der gegebenen Umfangsgeschwindigkeit im Flächenmittel des ersten Rotors und dem entsprechenden Radius. Im Falle von konstanten Radien ändert sich die Drehzahl nicht erheblich, da sich auch der Radius des Flächenmittels nur mit der Schaufelhöhe ändern kann und dieser Einfluss vergleichsweise gering ausfällt (vgl. Abbildung (8.2)). Der längere Verdichter mit der hohen Eintrittsfläche entspricht der Geometrie für  $Ma = 0,35$  und der kürzere  $Ma = 0,6$ . Für ein kon-

stantes Nabenverhältnis ändert sich dieser Radius jedoch stärker, da sich auch die Mittelschnittsradien mit dem Nabenverhältnis deutlich verändern (vgl. Abbildung (8.4)). Der längere 8-Stufige Verdichter entspricht einer Eintrittsmachzahl von  $Ma = 0,35$  und der 7-Stufige entspricht  $Ma = 0,6$ . Es ergibt sich eine stark steigende Drehzahl mit zunehmender Machzahl.



**Abbildung 8.3:** Variation der Eintrittsmachzahl für konstante Nabenverhältnisse. Bezeichnungen wie in Abbildung (8.1)



**Abbildung 8.4:** Vergleich der Verdichtergeometrie für konstante Nabenverhältnisse bei Variation der Eintrittsmachzahl

Die Umlenkung einer Stufe wird innerhalb dieser Abbildungen über die Änderung des Strömungswinkel dargestellt. Hier sind insbesondere die Umlenkungen des ersten und des siebten Rotors beispielhaft aufgezeichnet. Tendenziell sinkt die Umlenkung mit steigender Eintrittsmachzahl, jedoch ist dieser Effekt bei einem konstanten Nabenverhältnis deutlich ausgeprägter. Für die Stufen wird eine bestimmte

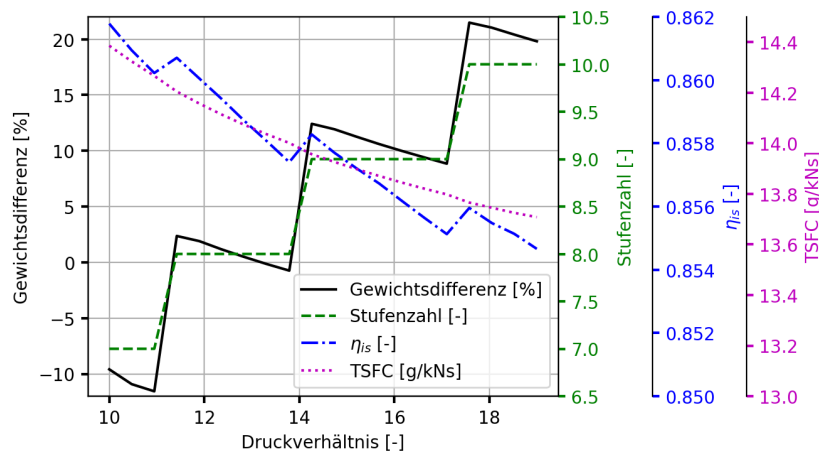


Stufenenthalpiezahl als Eingabegröße verwendet, welche in beiden Fällen identisch ist. Damit die Vorgabe der Enthalpiezahl  $\psi = \frac{u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1}}{u_2^2/2}$  speziell für geringere Drehzahlen eingehalten wird, muss eine höhere Differenz der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit erreicht werden und somit wird die Strömung stärker umgelenkt. Der Sprung in der Stufenzahl ist bei der Umlenkung deutlich zu erkennen, weil sich die umzusetzende Arbeit, und damit die Umlenkung, die das Profil erzeugen muss, auf weniger Stufen aufteilen muss. Somit muss die einzelne Stufe die Strömung stärker umlenken.

Der Wirkungsgrad verhält sich genau gegenläufig zu der Umlenkung, da sich Verluste mit zunehmender Umlenkung und Strömungsgeschwindigkeit tendenziell erhöhen. Der Wirkungsgrad hängt direkt mit den verwendeten Verlustmodellen zusammen und die Verlustbetrachtung (Kapitel (7)) zeigt, dass die Verluste insbesondere durch eine hohe Umlenkung erhöht werden. Innerhalb der Variation ist ein Maximum im Wirkungsgrad bei ungefähr  $Ma = 0,5$  erkennen, dieses ist bei einem konstanten Nebenverhältnis jedoch ausgeprägter, da sich genau an dieser Stelle der Sprung zwischen sieben und acht Stufen einstellt. Für acht Stufen werden die Schaufeln für diese Machzahl am geringsten belastet und verursachen die geringsten Verluste. Neben der Umlenkung muss auch die Strömungsgeschwindigkeit im Zusammenhang zum Wirkungsgrad betrachtet werden. Mit zunehmender Eintrittsmachzahl bzw. Strömungsgeschwindigkeit erhöhen sich die Verluste (vgl. Gleichung (2.23)), wodurch sich insgesamt ein Maximum im Wirkungsgrad einstellt. Die Profilverluste verursachen mit bis zu 70 % den größten Teil der Verluste und sind insbesondere von dem Austrittswinkel der Strömung abhängig, vgl. Kapitel (7). Abgesehen von der ersten Stufe, ändert sich dieser Winkel für die übrigen Stufen nur sehr gering, wodurch auch der Wirkungsgrad aller Stufen nur leicht variiert.

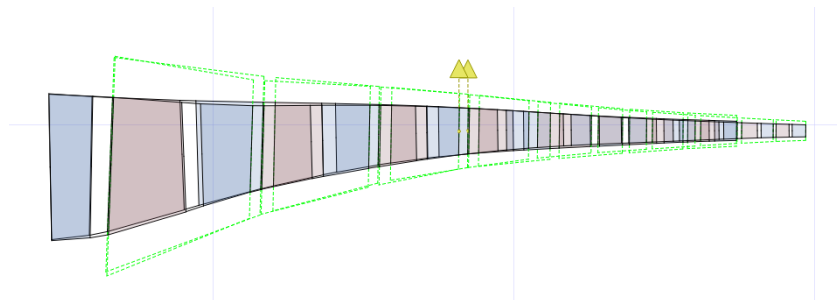
## 8.2 Variation Druckverhältnis

In der Abbildung (8.5) wird eine weitere Variation, bezüglich des Verdichterdruckverhältnisses  $\Pi \in [10; 19]$ , durchgeführt. Diese Veränderung wird jedoch lediglich für konstante Radien umgesetzt, da die Annahme eines konstanten Nebenverhältnisses für diese Art der Studie nicht angebracht ist, schließlich führt ein erhöhtes Druckverhältnis



**Abbildung 8.5:** Variation des Druckverhältnisses

bei konstantem Nebenverhältnis unweigerlich dazu, dass sich der Mittelschnittsradius am Austritt erheblich verringert. Wie bereits in der Studie zur Machzahl, beginnt die gekoppelte Mittelschnittsrechnung mit 7 Stufen, welche für ein Druckverhältnis von  $\Pi = 10$  ausreichend sind. Wird das Druckverhältnis erhöht, so werden sieben Stufen nicht mehr genügen, um dieses Druckverhältnis umzusetzen. Die Stufenzahl wird somit erhöht, bis schließlich zehn Stufen benötigt werden, um ein Druckverhältnis von  $\Pi = 18$  zu erzielen. Die geometrischen Unterschiede zwischen dem 7- und 10-stufigen Verdichter sind in der Abbildung (8.6) zu erkennen.



**Abbildung 8.6:** Vergleich der Verdichtergeometrie für konstante Mittelschnittsradien bei Variation des Druckverhältnisses

Die Gewichtsabweichung zum Referenzverdichter verhält sich ähnlich wie die Stufenzahl. Mit jeder weiteren Stufe erhöht sich das Gewicht sprunghaft, wodurch ein 10-stufiger Verdichter 20 % mehr wiegt als die 8-stufige Referenz. Zwischen den Sprüngen in

der Stufenzahl sinkt das Gewicht des Verdichters um bis zu 3 %. Dieser Effekt resultiert aus der verkleinerten Austrittsfläche bei einem höheren Druck und gleichem Mittelschnittsradius, wodurch sich die Schaufelhöhe und die Länge des Verdichters verringern.

Tendenziell wird sich der isentrope Verdichterwirkungsgrad mit zunehmenden Druckverhältnis verschlechtern, da die einzelnen Stufen jeweils höher belastet werden und die Strömung mehr umlenken müssen. Bei der sprunghaften Erhöhung der Stufenzahl wird der Effekt der Stufenbelastung ebenfalls sichtbar, da sich die gesamte Arbeitsumsetzung auf mehreren Stufen verteilen kann und sich die gemittelte Stufenbelastung verringern wird, wodurch der Wirkungsgrad steigt.

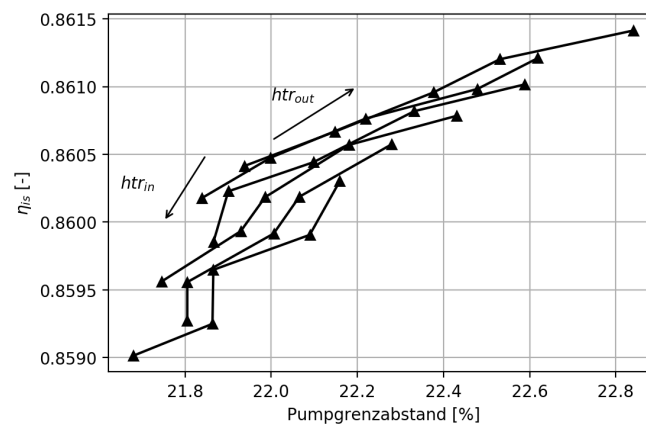
Für den schubspezifischen Treibstoffverbrauch  $TSFC$  ist die Stufenzahl zunächst nicht von Bedeutung, da für dessen Bestimmung lediglich der Wirkungsgrad und das Druckverhältnis benötigt wird. Obwohl der Verdichterwirkungsgrad sinkt, überwiegt der Effekt des höheren Druckverhältnisses, wodurch sich der thermische Wirkungsgrad des Triebwerks erhöht und dadurch der Treibstoffverbrauch verringert wird [Bräunling (2014)].

## 8.3 Variation Nabenverhältnis

Für die geometrische Variation werden die Nabenverhältnisse am Ein- und Austritt variiert, somit wird für jede einzelne Rechnung das Nabenverhältnis vorgegeben und der Mittelschnittsradius wird berechnet. Wie zuvor wird als Referenzfall der nachmodellerte Hochdruckverdichter des PW1100G aus Kapitel (4) verwendet. Der Parameterraum wird dabei aufgespannt von dem Nabenverhältnis am Eintritt  $htr_{in} \in [0, 53; 0, 57]$  und am Austritt  $htr_{out} \in [0, 936; 0, 945]$ . Für alle Rechnungen wird eine konstante Umfangsgeschwindigkeit im Flächenmittel des ersten Rotors  $u_{fm} = 330 \text{ m/s}$  vorgegeben.

### 8.3.1 Auslegung ohne Anpassung des Pumpgrenzabstandes

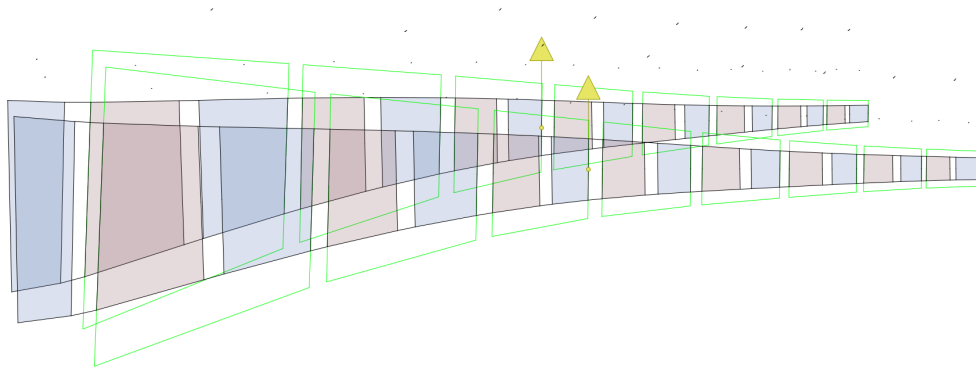
Zur Bewertung der Variation des Nabenverhältnisses werden zunächst zwei wichtige Größen der Verdichterauslegung betrachtet. Diese sind der Pumpgrenzabstand und



**Abbildung 8.7:** Darstellung des Wirkungsgrades und Pumpgrenzabstandes

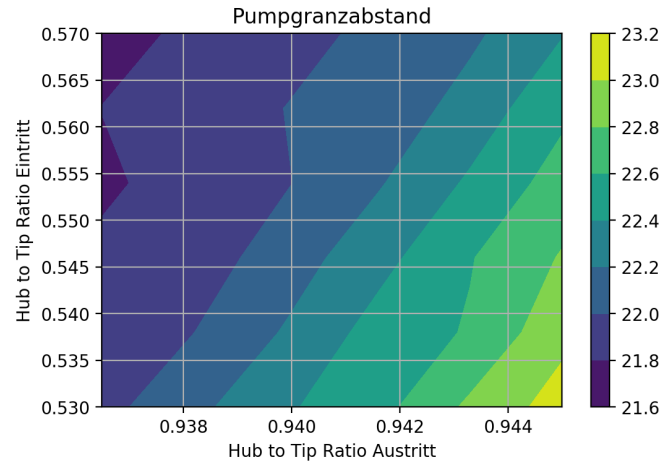
der isentrope Wirkungsgrad jeweils im Auslegungspunkt "Reiseflug". In der Abbildung (8.7) werden für jeden, im Parameterraum erzeugten Verdichter, beide Größen dargestellt. Dabei entsprechen die Pfeile einer Erhöhung des jeweiligen Nabenverhältnisses und die Linien ein konstantes Nabenverhältnis am Eintritt. Tendenziell bedeutet ein höheres Nabenverhältnis einen höheren Mittelschnittsradius, dies gilt sowohl für den Ein- als auch für den Austritt. Insgesamt bewirkt eine Erhöhung des Nabenverhältnisses am Eintritt eine Verschlechterung des isentropen Wirkungsgrades und zusätzlich einen geringeren Pumpgrenzabstand. Für das Nabenverhältnis am Austritt gilt es umgekehrt. Ein höheres Nabenverhältnis am Austritt, demnach ein höherer Mittelschnittsradius, wirkt sich positiv auf den Wirkungsgrad und auf den Pumpgrenzabstand aus. Insgesamt bewirkt eine Veränderung des Nabenverhältnisses einen Differenz im Wirkungsgrad von  $\Delta\eta_{is} = 0,2 \%$  und im Pumpgrenzabstand  $\Delta sm = 1,6 \%$ . Wie sich diese Variation auf die Geometrie auswirkt, wird in der Abbildung (8.8) gezeigt. Dort sind die Verdichter der maximalen und minimalen Nabenverhältnisse dargestellt. Dabei entspricht der Verdichter mit den kleineren Radien dem der geringeren Nabenverhältnissen, wobei für beide Auslegungen die gleichen Splines vorgegeben wurden. Da auch das Schaufelhöhenverhältnis eine Vorgabe ist, ergeben sich durch die Ringraumoptimierung unterschiedliche Schaufelhöhen und damit unterschiedliche Sehnenlängen bzw. Freiräume zwischen zwei Schaufeln. Demnach ergeben sich insgesamt durch höhere Schaufeln längere Verdichter.

Der Pumpgrenzabstand wird in der Abbildung (8.9) für den gesamten Parameterraum



**Abbildung 8.8:** Geometrien für die Eckpunkte des Parameterraums

mit Isolinen dargestellt. Anhand dieser Darstellung ist besser zu erkennen, dass hohe Nabenverhältnisse am Austritt tendenziell höherer Pumpgrenzabstände zur Folge haben und hohe Verhältnisse am Eintritt geringere Abstände. Dies resultiert aus den geringeren Stufenenthalpiezahlen bei höheren Nabenverhältnissen am Austritt, da sich für größere Radien höhere Umfangsgeschwindigkeiten einstellen. Es ist zu erkennen, dass es einen größtenteils linearen Zusammenhang der Nabenverhältnisse bei konstantem Pumpgrenzabstand gibt.



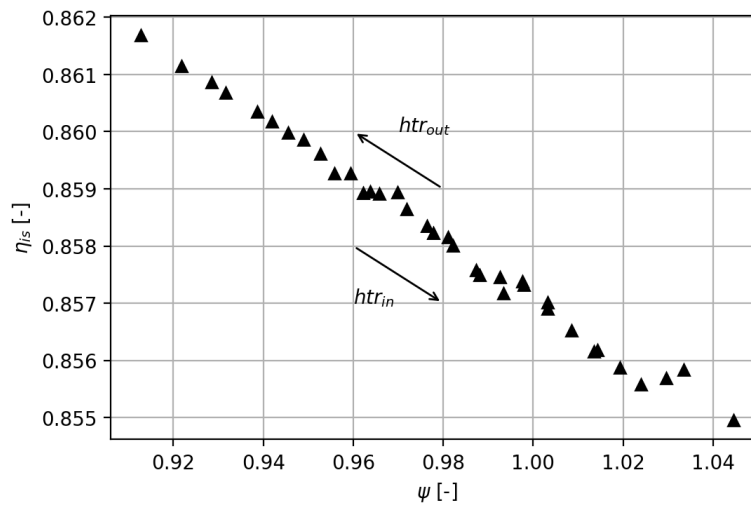
**Abbildung 8.9:** Pumpgrenzabstand im Reiseflug

### 8.3.2 Auslegung mit Anpassung des Pumpgrenzabstandes

Im Folgenden wird die vorgestellte Geometrievariation mit der Kopplung für einen konstanten Pumpgrenzabstand durchgeführt, vgl. Kapitel (6.3). Es werden die Referenzinzidenzen der jeweiligen Stufen so skaliert, dass jeder Verdichter im Auslegungspunkt über einen Pumpgrenzabstand von  $sm_{soll} = 23\%$  verfügt, da dies ungefähr dem Maximum der Variation ohne Anpassung des Pumpgrenzabstandes entspricht.

Zunächst wird der isentrope Wirkungsgrad über der gemittelten Enthalpiezahl aufgetragen, vgl. Abbildung (8.10). Es ist ein insgesamt linearer Zusammenhang dieser Größen zu erkennen, wobei sich der Wirkungsgrad verringert, wenn die Enthalpiezahl erhöht wird. Alternativ lassen sich anstelle des Wirkungsgrade die Verluste interpretieren. Demnach erhöhen sich die Verluste, wenn die einzelnen Stufen höher belastet sind. Zusätzlich wird sich der Wirkungsgrad erhöhen, wenn das Nabenverhältnis am Austritt erhöht wird, da sich die Umlenkung bei höheren Radien verringert und die Profile eine geringere Sehnenlänge haben, wodurch sich wiederum die Profilverluste verringern. Tendenziell steigen bspw. Spaltverluste jedoch bei höheren Radien, da dort höhere Geschwindigkeiten auftreten, dennoch überwiegt der Einfluss der Profilverluste. Durch eine Erhöhung des Nabenverhältnisses am Eintritt, verschiebt sich auch der entsprechende Mittelschnittsradius nach oben. Dadurch wird die Drehzahl verringert, da eine konstante Umfangsgeschwindigkeit im Flächenmittel vorgegeben wird. Dies resultiert wiederum in einer erhöhten gemittelten Enthalpiezahl.

Die folgenden Abbildungen (8.11) und (8.12) lassen sich am besten gemeinsam betrachten, da hier der Einfluss des aufgespannten Parameterraumes auf die Gewichtsänderung, die Drehzahl und die gemittelte Enthalpiezahl dargestellt wird. Dabei entspricht jede markierte Stelle einem der im Parameterraum befindlichen Verdichter. Somit wird es möglich den Einfluss der geometrischen Variation, auf die genannten Parameter im Zusammenhang zueinander, bewerten zu können. Es wird sich, durch die Erhöhung des Nabenverhältnisses am Eintritt, die Drehzahl verringern, da  $u_{fm}$  konstant gehalten wird. Mit verringerter Drehzahl ergibt sich eine höhere gemittelte Enthalpiezahl, wobei sich das Gewicht für jegliche Eintrittsnabenverhältnisse nur geringfügig ändert. Eine Erhöhung des Nabenverhältnisses am Austritt bewirkt jedoch eine deutliche Gewichtserhöhung, da dadurch der gesamte Strackverlauf steiler verläuft. Obwohl die Drehzahl



**Abbildung 8.10:** Wirkungsgrad über gemittelte Druckziffer

mit einem steileren Strackverlauf verringert wird, da der Radius im Flächenmittel des ersten Rotors höher liegt, werden insbesondere die letzten Stufen auf einem höheren Radius liegen und erzeugen somit eine höhere Umfangsgeschwindigkeit. Somit wird sich die gemittelte Enthalpiezahl insgesamt verringern und der Wirkungsgrad erhöhen.

Zu besserer Übersicht werden Isolinien bezüglich des Wirkungsgrades für den Parameterraum, aufgespannt durch die Nabenverhältnisse, in der Abbildung (8.13) dargestellt. Bei einem konstanten Pumpgrenzabstand bewirkt eine Anpassung der Nabenverhältnisse, in dem angegebenen Intervall, eine Wirkungsgradänderung von bis zu  $\Delta\eta_{is} = 0.8 \%$ . Es ist insbesondere auffällig, dass die höchsten Wirkungsgrade bei möglichst geringen Eintrittsradien und möglichst hohen Austrittsradien erzielt werden. Insgesamt verhalten sich die Linien konstanten Wirkungsgrades linear innerhalb des Parameterraumes. Diese Abbildung entspricht lediglich dem Wirkungsgrad im Reiseflug, da für diesen Betriebspunkt das Triebwerk im Rahmen der Studie ausgelegt wird. Die ausgewählte Kopplungsstrategie macht es jedoch möglich, dass auch Betriebspunkte abseits des Auslegungspunktes ausgewertet werden. Insgesamt verhalten sich diese Punkte, bezüglich des Wirkungsgrades und des Pumpgrenzabstandes, qualitativ sehr ähnlich gegenüber dem Reiseflug. Dies trifft insbesondere auf die Betriebspunkte mit hohen reduzierten Drehzahlen zu, da diese keine Leitradverstellung benötigen und dadurch die Strömungswinkel und die modellierten Verluste sehr ähnliche Werte

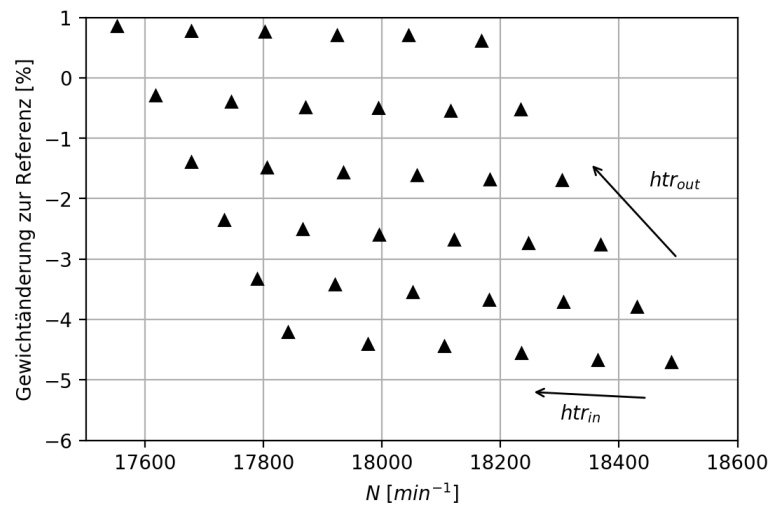


Abbildung 8.11: Gewichtsänderung über Drehzahl

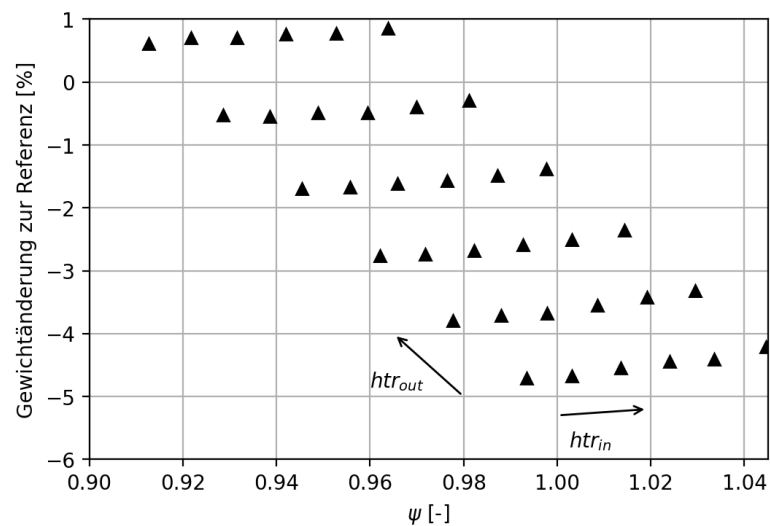
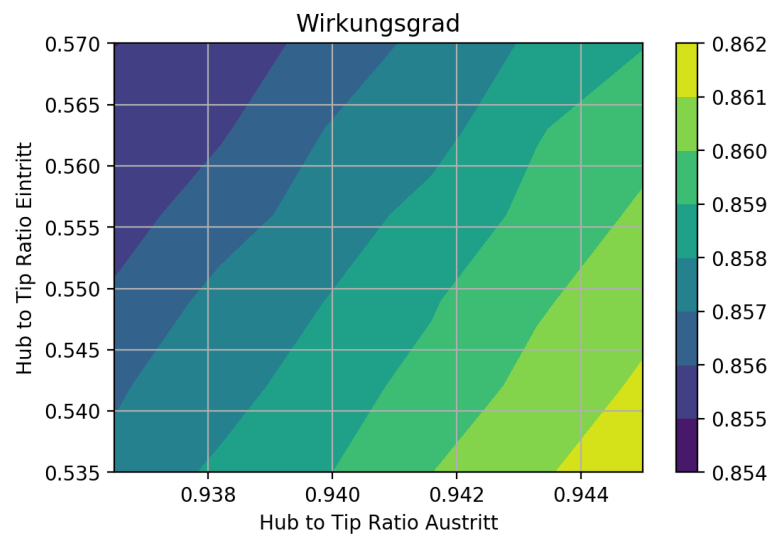


Abbildung 8.12: Gewichtsänderung über gemittelte Druckziffer

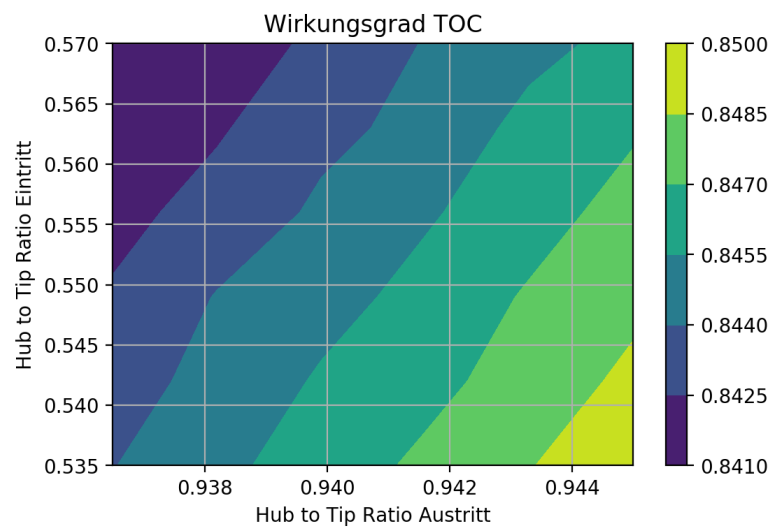
ergeben.

Der Verlauf des isentropen Wirkungsgrades über den Parameterraum für den Betriebspunkt "Top of Climb" verhält sich demnach sehr ähnlich dem Verlauf für den Reiseflug (vgl. Abbildung (8.14)). Lediglich die absoluten Werte des Wirkungsgrades liegen leicht unterhalb derer des Reisefluges.

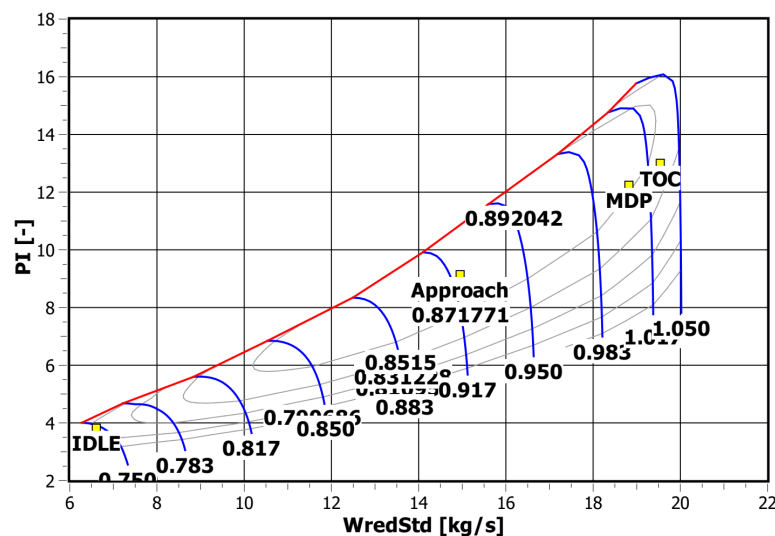




**Abbildung 8.13:** Isolinen für konstante Wirkungsgrade im Auslegungspunkt



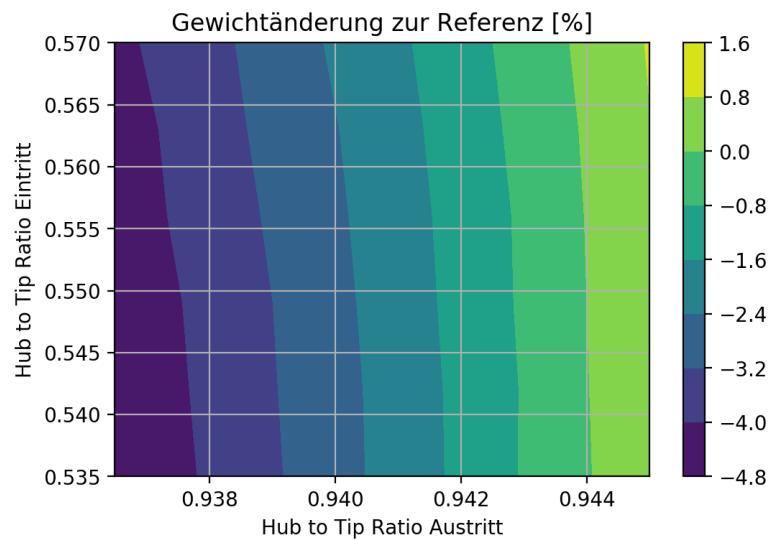
**Abbildung 8.14:** Isolinen für konstanten Wirkungsgrad im Betriebspunkt TOC



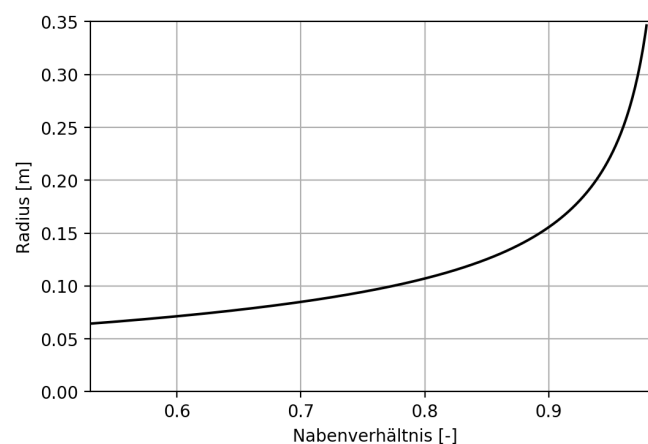
**Abbildung 8.15:** Beispiel Kennfeld der Parameterstudie

Innerhalb der gekoppelten Auslegungsmethode wird für jeden Verdichter ein entsprechendes Kennfeld erstellt. Dieses ist insbesondere für Betriebspunkt mit einer geringen reduzierten Drehzahl abhängig von dem Verstellgesetz der variablen Leiträder. Ein solches Kennfeld wird exemplarisch in der Abbildung (8.15) mit einem generischen Verstellgesetz [Cline et al. (1985)] vorgestellt. In diesem Kennfeld sind beispielhaft die Betriebspunkte Idle, Approach, Top of Climb und der Auslegungspunkt MDP eingezeichnet.

Die Abbildung (8.16) zeigt Linien konstanter Gewichtsänderung für den gegebenen Parameterraum. Wie zuvor bereits erwähnt, wirkt sich das Nabenverhältnis am Eintritt nur geringfügig auf das Gesamtgewicht aus. Dies liegt unter anderem an der Nichtlinearität zwischen dem Nabenverhältnis und dem Radius (vgl. Abbildung (8.17)). Diese Abbildung zeigt den Zusammenhang zwischen dem Radius und dem Nabenverhältnis für eine konstante Fläche. Das Erhöhen des Eintrittsnabenverhältnisses hat nur einen geringen Einfluss auf den Radius, da dieses Verhältnis einen viel geringeren Wert hat. Wird das Nabenverhältnis am Austritt bei dem untersuchten Parameterraum nur leicht geändert, wird die Radiusdifferenz erheblich höher sein. Somit wirkt sich insbesondere das Nabenverhältnis am Austritt auf die Masse des Verdichters aus, da dieses eine höhere Radiusänderung verursacht.



**Abbildung 8.16:** Isolinien für konstante Massendifferenzen

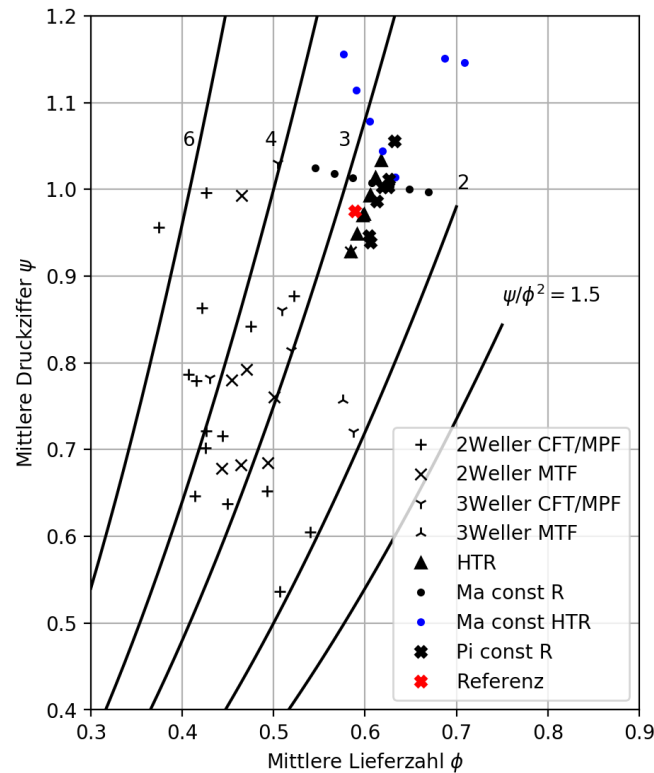


**Abbildung 8.17:** Nichtlinearität zwischen Nabenverhältnis und Radius für konstante Fläche

## 8.4 Vergleich der gekoppelten Auslegung mit realen Triebwerken

Um die Plausibilität der so erzeugten Verdichter zu überprüfen, werden gemittelte Strömungsgrößen mit denen von real existierenden Triebwerksverdichtern verglichen. Hierfür werden unterschiedliche Verdichter in die folgenden Diagramme (8.18) bis (8.20) eingetragen [Grieb (2009)]. Zur besseren Einordnung werden unterschiedliche

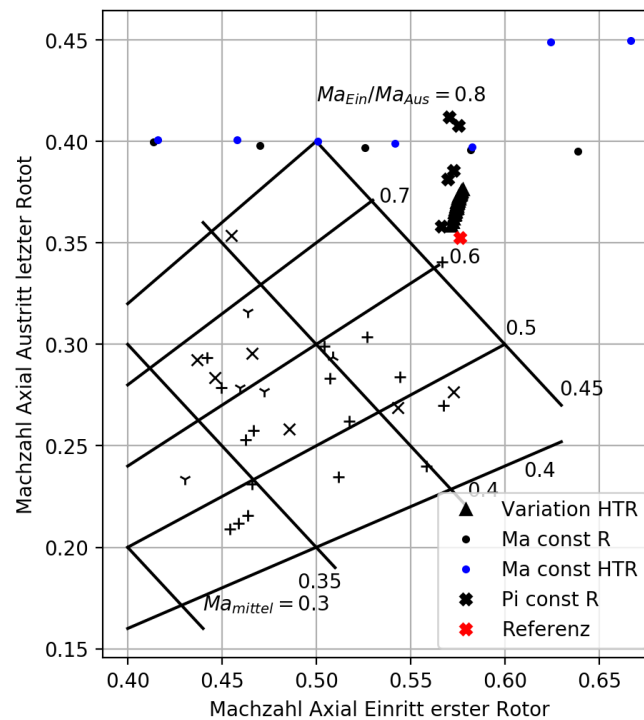
zwei- und dreiwellige Triebwerkskonzepte eingetragen. Zivile Turbofans (CTF), Mantelpropfans (MPF) und militärische Turbofans (MTF) werden zusammen mit dem Referenzverdichter und den Verdichtern aus der Parameterstudie dargestellt.



**Abbildung 8.18:** Mittlere Druckziffer und Lieferzahl bei HD-Verdichter

Die Abbildung (8.18) zeigt dabei die gemittelten Druckziffern über den gemittelten Lieferzahlen der jeweiligen Verdichter. Zusätzlich sind Isolinien der Drosselziffer  $\sigma_{Gr} = \Psi_{Gr}/\Phi_{Gr}^2$  eingezeichnet. Insgesamt lässt sich erkennen, dass die Verdichter der Mittelschnittsrechnung eine hohe mittlere Stufenbelastung haben; diese liegt im Bereich von ca.  $\Psi_{Gr} \in [0,92; 1,15]$ . Es wird ebenfalls eine vergleichsweise hohe Lieferzahl erreicht  $\Phi_{Gr} \in [0,55; 0,71]$ , was auf eine hohe Meridionalgeschwindigkeit schließen lässt. Die gemittelte Lieferzahl ändert sich insbesondere für die Variation der Eintrittsmachzahl und es ist der Stufensprung für ein konstantes Nebenverhältnis zu erkennen. Für den gesamten Parameterbereich der Nebenverhältnisse wird jedoch kein großer Unterschied der Druck- und Lieferzahl zwischen den einzelnen Verdichtern erreicht. Dies lässt darauf schließen, dass sich die Geschwindigkeitsdreiecke in der Studie der Naben-

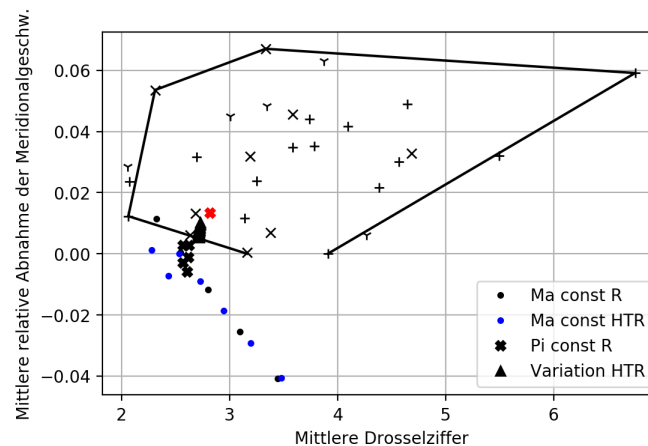
verhältnisse nur geringfügig ändern, da auch der Reaktionsgrad keinen großen Bereich abdeckt und durch die drei Größen die Geschwindigkeitsdreiecke definiert werden. Alle Verdichter wurden für ein konstantes  $u_{fm}$  ausgelegt, wodurch eine Ähnlichkeit der Geschwindigkeiten von Grund auf gegeben ist. Der Referenzverdichter liegt im Bereich in denen sich die Verdichter der Parameterstudien ebenfalls befinden.



**Abbildung 8.19:** Axiale Machzahlen am Eintritt und Austritt bei HD-Verdichtern

In der Abbildung (8.19) wird die axiale Machzahl am Austritt des letzten Rotors über der axialen Machzahl am Eintritt des ersten Rotors aufgetragen. Hierbei ist jedoch zu beachten, dass die axiale Machzahl am Eintritt des IGV eine Vorgabe ist, welche für den Parameterraum der Nabenverhältnisse und des Druckverhältnisses identisch ist. Für diese Studien erreicht die Machzahl am ersten Rotor mit  $Ma_{m,R1} \in [0,56; 0,58]$  einen sehr hohen Wert und schwankt nur sehr gering. Die axiale Machzahl am Austritt des letzten Rotors schwankt stärker und befinden sich im Bereich von  $Ma_{m,letzterRotor} \in [0,355; 0,41]$ . Für eine Variation der Machzahl am Eintritt ändert sich die axiale Machzahl am Eintritt des ersten Rotors entsprechend stark, wobei die Austrittsmachzahl mit  $Ma_{m,letzterRotor} = 0,4$  nahezu konstant ist, abgesehen von

den Verdichtern mit einer anderen Stufenzahl. Eine hohe Austrittsmachzahl wird insbesondere durch eine kleine Fläche verursacht. Dies liegt unter Anderem daran, dass allgemein große Nabenverhältnisse gewählt wurden. Insgesamt befinden sich die Mittelschnittsverdichter somit am äußeren Rand der üblichen Bereiche, da diese vor allem über eine hohe axiale Machzahl am Austritt des letzten Rotors verfügen.



**Abbildung 8.20:** Mittlere relative Abnahme der Axialgeschwindigkeit bei HD-Verdichtern

Als letztes Vergleichsdiagramm wird die mittlere relative Abnahme der Meridionalgeschwindigkeit über der mittleren Drosselziffer aufgetragen, vgl. Abbildung (8.20). Hierbei liegen die Verdichter des Parameterraums der Nabenverhältnisse und der Referenzverdichter in einem realistischen und üblichen Bereich. Die gilt für die Studien der Eintrittsmachzahl und des Druckverhältnisses nicht, da diese ein sehr geringe mittlere Abnahme der Meridionalgeschwindigkeit verursachen bzw. sogar große zunahmen dieser Geschwindigkeit besitzen. Dies lässt darauf schließen, dass eine zu gering gewählte Eintrittsmachzahl zu einer unüblichen Verteilung der Meridionalgeschwindigkeit im Verdichter führt.

Insgesamt lässt sich somit sagen, dass die erweiterte und gekoppelte Mittelschnittsmethode, bezüglich der dimensionslosen gemittelten Kennzahlen, im Rahmen der Möglichkeiten realistische Verdichter erzeugt. Lediglich eine Variation der Eintrittsmachzahl führt zu einer erhöhten Streuung der gemittelten Kennzahlen.

## 9 Zusammenfassung und Ausblick

Diese Arbeit beschreibt eine Spline-basierte Verdichtermodellierung im Rahmen der Triebwerksvorauslegung. Hierfür wurde eine bestehende Mittelschnittsrechnung erweitert, sodass dimensionslose Splines zur Parametrisierung der Verdichtergeometrie genutzt werden. Dabei wurde auf existierende Verdichter zurückgegriffen, um benötigte Splines aus diesen zu extrahieren. Somit ist es möglich einen Satz an Ähnlichkeitsgrößen auf Basis eines Referenzverdichters zu erstellen und basierend darauf ähnliche Verdichter für unterschiedliche Randbedingungen zu modellieren. Innerhalb der Auslegung wurden Splines, die zur Beschreibung der Ringraumgeometrie verwendet werden, angepasst. Bspw. wird der Spline der Kanalhöhe angepasst, um den Ergebnissen der aerodynamischen Auslegung zu entsprechen. Die erweiterte Mittelschnittsrechnung bietet somit die Möglichkeit untereinander vergleichbare Verdichter zu erzeugen, indem Ähnlichkeitsgrößen und dimensionslose Splines zur Auslegung verwendet werden.

Zur Bewertung der erweiterten Mittelschnittsmethode wurde eine Nachmodellierung des Hochdruckverdichters eines PW1100G Triebwerkes herangezogen. Dieser Verdichter wurde mittels eines Stromlinienkrümmungsverfahrens zuvor ausgelegt, wodurch wichtige Eingabe- und Ähnlichkeitsgrößen für das Mittelschnittsverfahren bekannt sind. Dazu gehören insbesondere die Splines, welche aus der nachmodellierten Verdichtergeometrie entnommen werden. Dabei weichen die Ergebnisse der 1-D-Methode allgemein gering von denen der Stromlinienkrümmungsmethode ab. Die größten Abweichungen resultieren aus der Tatsache, dass das Stromlinienkrümmungsverfahren eine 2-D-Methode ist und hierfür zusätzlich ein ideales Gasmodell verwendet wurde, während die Mittelschnittsrechnung ein Realgasmodell nutzt.

Die erweiterte Mittelschnittsrechnung wurde in eine gekoppelte Prozesskette integriert, welche einer thermodynamischen Gesamtsimulation einer Gasturbine entspricht. Dabei wurde die Komponente Hochdruckverdichter durch die 1-D-Mittelschnittsrechnung ersetzt, wodurch eine Kopplung von Aerodynamik und Thermodynamik entsteht. Dabei werden drei Kopplungskonzepte vorgestellt und bezüglich ihrer Vor- und Nachteile bewertet, sodass ein Konzept umgesetzt wurde. Für die ausgewählte indirekte Kopplung wird ein Verdichter mit der erweiterten Mittelschnittsrechnung ausgelegt und es wird ein Kennfeld dieser Komponente erstellt. Dieses Kennfeld wird in der Leistungssyntheserechnung zur thermodynamischen Simulation verwendet. Hinsichtlich des Komponentenverhaltens wird eine Methode vorgestellt, die es ermöglicht einen Verdichter mit vorgegebenen Pumpgrenzabstand zu erstellen, indem die Referenzinzidenz der Stufen skaliert wird.

Im Rahmen einer Vorauslegungsstudie werden die Fähigkeiten der gekoppelten Verdichtermmodellierung demonstriert. Dabei werden Variationen bezüglich der Eintrittsmachzahl, dem Druckverhältnis und dem Nabenvverhältnis simuliert. Dabei sind besonders der Verdichtererwirkungsgrad, das Gewicht und die Stufenzahl von Interesse. Es werden physikalisch plausible Trends erzeugt und in Verbindung zu den entsprechenden Eingabegrößen gesetzt. Zur genaueren Verständnis des Wirkungsgrades werden die verwendeten Verlustmodelle an einem Beispielrotor ausgewertet, wodurch verschiedenen Einflussfaktoren qualitativ bewertet werden.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die Ziele einer Spline basierten Verdichterauslegung und deren Kopplung mit einer Vorauslegungs-Prozesskette erfolgreich umgesetzt wurden. Dennoch bietet die Verlustberechnung eine Möglichkeit der Verbesserung, da insbesondere die Bestimmung des Profilverlustbeiwertes auf nicht aktuellen Korrelationen basiert. Hier kommt die Möglichkeit auf eine moderne Profildatenbank zu verwenden, welche optimale Profile für die entsprechende Strömung bereitstellt. Eine solche Datenbank, wie sie im Rahmen des Projektes PERFECT am DLR erstellt wurde [Schnoes/Nicke (2017)], lässt sich an die Mittelschnittsrechnung anbinden.

Insgesamt bietet die vorgestellte Verdichterauslegung die Möglichkeit zur Berechnung von Off-Design Betriebspunkten. Insbesondere für Betriebspunkte mit hohen reduzierten Massenströmen wurde dies auch in dieser Arbeit umgesetzt. Für Betriebspunkte



kleiner reduzierter Massenströme und damit geringer reduzierter Drehzahl ist eine Verbesserung der Verstellgesetze der Leiträder erforderlich. Die Verstellgesetze solcher VGV's sind stark abhängig von der Geometrie des Verdichters und wurden in dieser Arbeit lediglich exemplarisch angewendet. Für zukünftige Anwendungen wäre eine automatisierte Optimierung der Verstellgesetze an die Verdichtergeometrie für die Auslegung von großem Interesse, da dies die Möglichkeit bietet einen Betriebsbereich bei starker Teillast realistisch zu modellieren.

Die Auslegungsstudie zeigt, dass die höchsten Wirkungsgrade für Verdichter erreicht werden, welche ein sehr geringes Nabenverhältnis am Eintritt und ein sehr hohes Nabenverhältnis am Austritt besitzen. Hierbei werden jedoch keine mechanischen Spannungen berücksichtigt. Eine Abschätzung bezüglich der Spannungen im Schaufelfuß oder der Scheibe könnte sich auf den Bereiche der Nabenverhältnisse und das resultierende Gewicht auswirken und könnten in Zukunft betrachtet werden.

# Literaturverzeichnis

Banjac, Milan; V. Petrovic, Milan; Wiedermann, Alexander (2015): Secondary flows, endwall effects, and stall detection in axial compressor design, *Journal of Turbomachinery* .

Becker, R.G.; Wolters, F.; Nauroz, M.; Otten, T. (2011): Development of a gas turbine performance code and its application to preliminary engine design, *Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress* .

Brignole, Giovanni A. (2010): Parameter zur Auslegung effizienter Gehäusestrukturierungen, Dissertation Technische Universität München, Institut für Luft- und Raumfahrt, Lehrstuhl für Flugantriebe.

Bräunling, Willy J. G. (2014): *Flugzeugtriebwerke*, 4. Auflage, Berlin, Deutschland: Springer Verlag.

Bullock, R. O.; Johnsen, I. A. (1965): Aerodynamic design of axial flow compressors, *NASA Lewis Research Center, Cleveland, OH, United States* .

Cline, S.J.; Fesler, W.; Liu, H.S.; Lovell, R.C.; Shaffer, S.J. (1985): High pressure compressor component performance report, *NASA Lewis Research Center, Cleveland, OH, United States* .

Eftari, M.; Jouybari, H.J.; Shahhoseini, M.R.; Ghadak, F.; Rad, M. (2011): Performance prediction modeling of axial-flow compressor by flow equations, *Journal of Mechanical Research and Application* .

- Fischer, Andreas; Büttner, Lars; Jürgen, Czarske (2012): Investigation of the tip clearance flow in a compressor cascade using a novel laser measurement technique with high temporal resolution, *Journal of Turbomachinery* .
- Grieb, Hubert (2009): *Verdichter für Turbo-Flugtriebwerke*, Berlin, Deutschland: Springer-Verlag.
- Herr, Milena (2017): Implementierung eines verfahrens zur automatisierten kennfeldberechnung auf basis eines verdichter meanline-codes, *Universität Kassel, Bachelorarbeit* .
- Hinz, Michél (2012): Neue Parametrisierungsstrategien und Methoden der Prozessbeschleunigung für die Verdichteroptimierung, Dissertation Fakultät für Maschinenbau, Elektrotechnik, Wirtschaftsingenieurwesen der Brandenburgischen Technischen Universität Cottbus-Senftenberg.
- Jeschke, P. (2012): Luftfahrtantriebe i und ii , *Institut fuer Strahlantriebe und Turboarbeitsmaschinen der RWTH Aachen* .
- Keskin, Akin (2006): Process Integration and Automated Multi-Objective Optimization Supporting Aerodynamic Compressor Design, Dissertation Fakultät für Maschinenbau, Elektrotechnik, Wirtschaftsingenieurwesen der Brandenburgischen Technischen Universität Cottbus-Senftenberg.
- Klein, C.; Wolters, F.; Reitenbach, S.; Schönweitz, D. (2018): Integration of 3d-cfd component simulation into overall engine performance analysis for engine condition monitoring purposes, *ASME Turbo* .
- Lakshminarayana, B (1970): Methods of predicting the tip clearance effects in axial flow turbomachinery, *Journal of Basic Engineering* .
- Langston, L. S. (1980): Crossflows in a turbine cascade passage, *Journal of Turbomachinery* .
- Lieblein, Seymout (1953): Diffusion factor for estimation losses and limiting blade loadings in axial-flow-compressor blade elements, *National Advisory Committee For Aeronautics* .

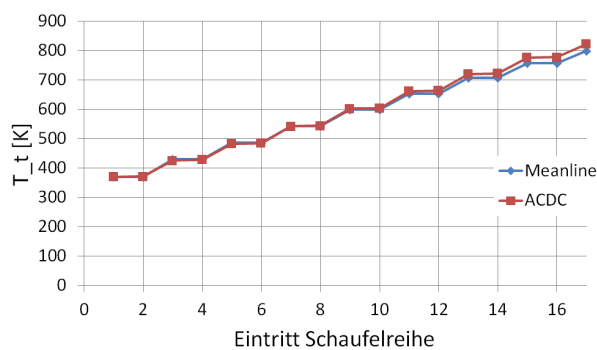
- Mönig, Reinhard (2018): Auslegung von triebwerksverdichtern ,*Ruhr-Universität Bochum* .
- Pachidis, V.; Pilidis, P.; Texeira, J.; Templalexis, I. (2006): A comparison of component zooming simulation strategies using streamline curvature,*J. Aerospace Engineering* .
- Panchenko, Y (2002): Preliminary multi-disciplinary optimization in tubomachinery design,*RTO-MP-089* .
- Pfleiderer, C.; Petermann, H. (2005): *Strömungsmaschinen*,, 5. Auflage, Berlin, Deutschland: Springer-Verlag.
- Pöhlmann, Fiete (2015): Optimization and Coupling Strategies for Codes of Different Fidelity Automate and Aerodynamic Compressor Design Process, Dissertation Fakultät für Maschinenbau, Elektrotechnik, Wirtschaftsingenieurwesen der Brandenburgischen Technischen Universität Cottbus-Senftenberg.
- Reid, Lonnie; Royce, D. Moore (1978): Performance of single-stage axial-flow transonic compressor with rotor and stator aspect ratios of 1.19 and 1.26, respectively, and with design pressure ratio of 1.82,*NASA Lewis Research Center, Cleveland, OH, United States* .
- Reitenbach, Stanislaus (2015): Optimization of compressor variable geometry settings using multi-fidelity simulation,*ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition* .
- Rolls-Royce (1998): *The Jet Engine*, ISBN 0902121235, Rolls-Royce.
- Sagerser, David A.; Lieblein, Seymour; Krebs, Richard P. (1971): Empirical expressions for estimating length and weight of axial-flow components of vtol powerplants,*NASA Lewis Research Center, Cleveland, OH, United States* .
- Schaber, Reinhold (2000): Numerische Auslegung und Simulation von Gasturbinen, Dissertation Technische Universität München, Institut für Luft- und Raumfahrt, Lehrstuhl für Flugantriebe.

- Scheiderer, J. (2008): *Angewandte Flugleistung*, Berlin, Deutschland: Springer-Verlag.
- Schnoes, Markus; Nicke, Eberhard (2017): A database of optimal airfoils for axial compressor throughflow design, *Journal of turbomachinery* 139.5 .
- Seydel, Carl Geord (2014): Thermodynamische Auslegung und Potentialstudien von Heavy-Duty Gasturbinen für kombinierte Gas- und Dampfkraftwerke, Dissertation Ruhr-Universität Bochum, Fakultät für Maschinenbau.
- Sun, J.; Elder, R. L. (1998): Numerical optimization of a stator vane setting in multi-stage axial-flow compressors, *Journal of Power and Energy* .
- Templalexis, Ioannis; Pilidis, Pericles; Pachidis, Vassilios; Kotsiopoulos, Petros (2011): Development of a two-dimensional streamline curvature code, *Journal of Turbomachinery* .
- Traupel, W. (1988): *Thermische Turbomaschinen*, 1. Auflage, Berlin, Deutschland: Springer-Verlag.
- Uhlmann, Hans-Günter (2003): Früherkennung aerodynamischer Verdichterinstabilitäten mittels Wavelet-Transformationsregeln, Dissertation Technische Universität München, Institut für Luft- und Raumfahrt, Lehrstuhl für Flugantriebe.
- Woelki, D.; Peitsch, D. (2014): Modellierung variabler sekundärluftsysteme zur bewertung ihrer auswirkungen auf das gesamtsystem gasturbine, *Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress* .

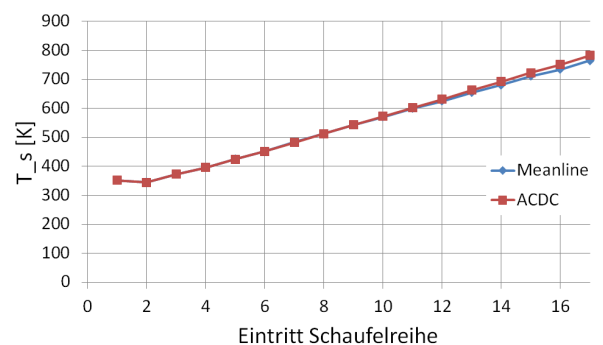
# Anhang

## A.1 Weitere Strömungsgrößen zur Bewertung der Erweiterung der Mittelschnittsrechnung

Die in Kapitel (5) durchgeführte Bewertung der Erweiterung des Mittelschnittverfahrens liefert weitere Strömungsgrößen welche in den folgenden Diagrammen (A.1) bis (A.11) dargestellt sind. Allgemein ist der Effekt des idealen Gases bei der Temperatur zu erkennen. Das erhöhte Totaldruckverhältnis der ersten Stufe ist auf die erhöhten Verluste des entsprechenden Rotors zurückzuführen (vgl. Abbildung (5.7)). Allgemein ist der Trend der Geschwindigkeitsdifferenz zwischen CoMeT-Auslegung und Referenzverdichter in den ersten Stufen zu erkennen.



**Abbildung A.1:**  $T_{total}$  des Referenzverdichters und der CoMeT-Auslegung



**Abbildung A.2:**  $T_{statisch}$  des Referenzverdichters und der CoMeT-Auslegung

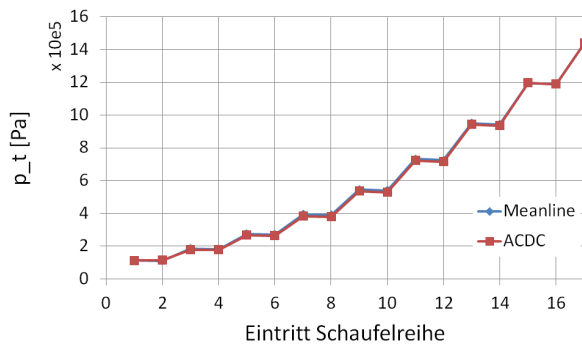


Abbildung A.3:  $p_{total}$  des Referenzverdichters und der CoMeT-Auslegung

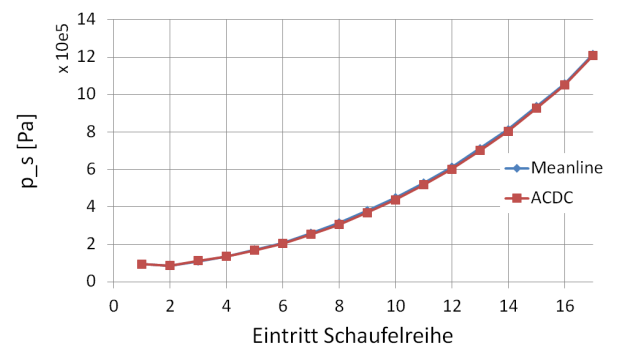


Abbildung A.4:  $p_{statisch}$  des Referenzverdichters und der CoMeT-Auslegung

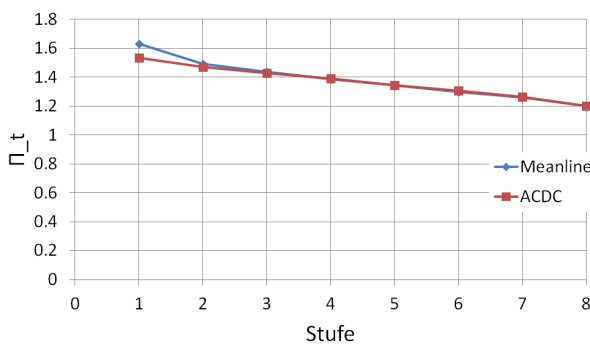


Abbildung A.5:  $\Pi_{total}$  des Referenzverdichters und der CoMeT-Auslegung

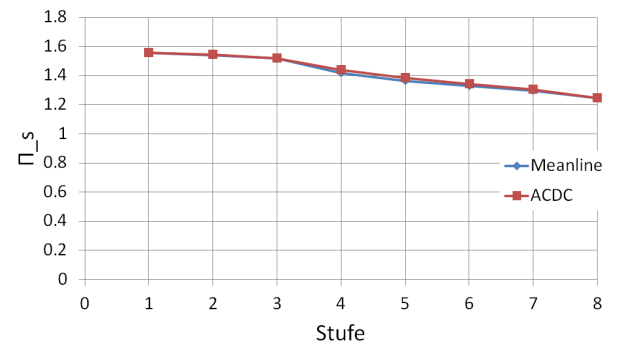


Abbildung A.6:  $\Pi_{statisch}$  des Referenzverdichters und der CoMeT-Auslegung

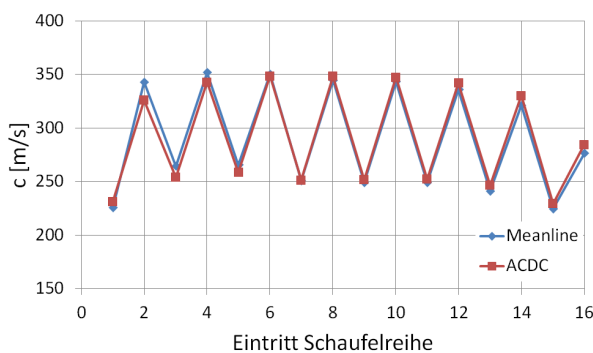


Abbildung A.7:  $c$  des Referenzverdichters und der CoMeT-Auslegung

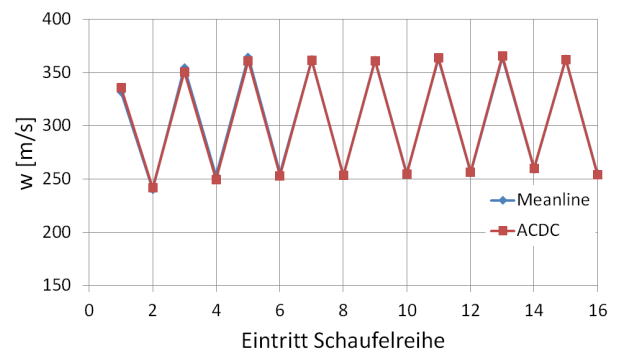
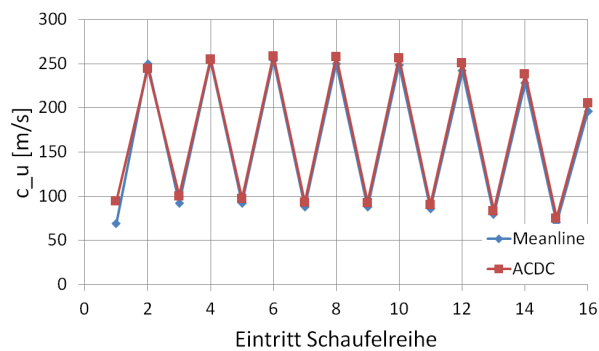
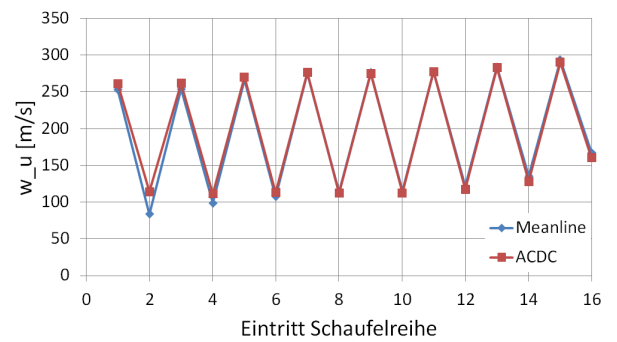


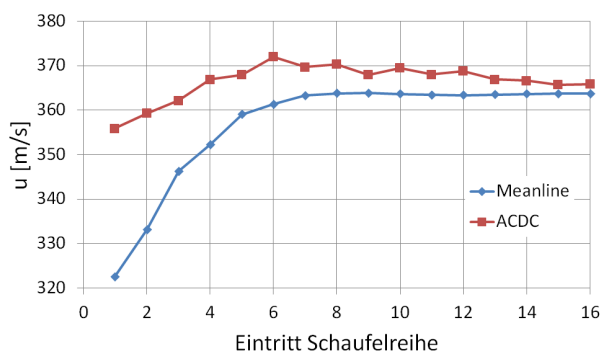
Abbildung A.8:  $w$  des Referenzverdichters und der CoMeT-Auslegung



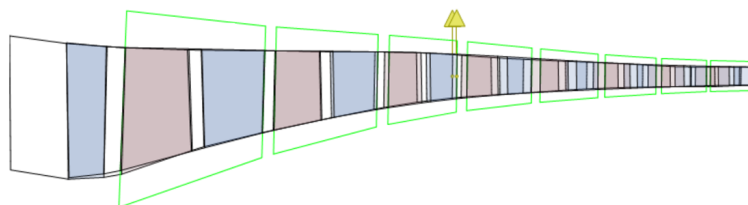
**Abbildung A.9:**  $c_u$  des Referenzverdichters und der CoMeT-Auslegung



**Abbildung A.10:**  $w_u$  des Referenzverdichters und der CoMeT-Auslegung



**Abbildung A.11:**  $u$  des Referenzverdichters und der CoMeT-Auslegung



**Abbildung A.12:** Vergleich der Geometrien des Referenzverdichters und der CoMeT-Auslegung